

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 06-011022

(43)Date of publication of application : 21.01.1994

(51)Int.Cl.

F16H 61/00
 F16H 9/00
 // F16H 59:40
 F16H 59:42
 F16H 59:68

(21)Application number : 04-164864

(71)Applicant : HITACHI LTD

(22)Date of filing : 23.06.1992

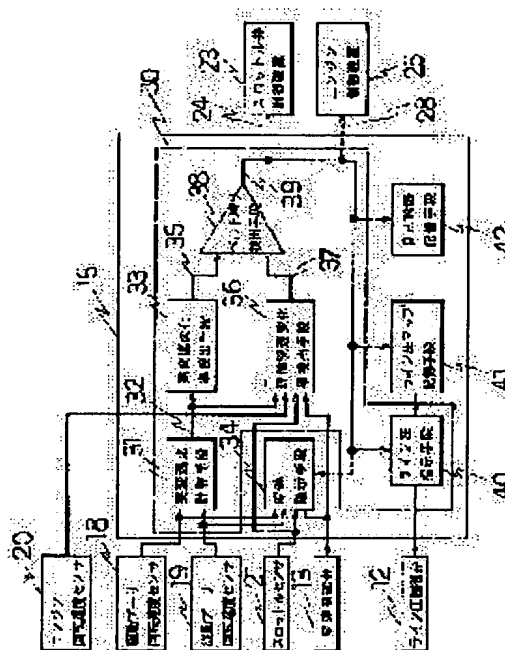
(72)Inventor : MIYAKE JUNJI

(54) CONTROLLING METHOD FOR V-BELT TYPE CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION AND CONTROLLER THEREFOR

(57)Abstract:

PURPOSE: To detect sliding between a V-belt and a pulley at a now cost and restrain this sliding in a V-belt type continuously variable transmission.

CONSTITUTION: A real speed change ratio calculator 31 calculates a real speed change ratio 32 on the basis of detection signals output from a driving pulley rotation speed sensor 18 and a driven pulley rotation speed sensor 19, and further, a real speed change rate detector 33 calculates a real speed change rate. A theoretical speed change rate detector 36 calculates a theoretical speed change rate based on the real speed change ratio 32, an engine speed, a throttle valve opening degree, and a control quantity of a speed change control valve 13. A comparator (belt sliding detector) 38 compares a real speed change rate with the theoretical speed change rate so as to detect whether or not belt sliding is generated. If belt sliding is generated, a line pressure indicator 40 receives a signal, to thus increase a line pressure.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision]

of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's
decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.

2.*** shows the word which can not be translated.

3.In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] While making line pressure always act on the pulley interior of a room where a V character-like slot gap characterized by providing the following wound a V belt around a driving pulley and a driven pulley which are adjustable respectively, performed torque transmission, and was formed in said driven pulley side A control unit of a V belt type stepless gearbox of a vehicle which a diameter of transit of a belt is changed at the pulley interior of a room formed in said driving pulley side by making oil pressure which regulated the pressure of line pressure by gear change control valve act, and realizes gear change A driving pulley rotational-speed signal acquired from a driving pulley rotational-speed sensor A real change-gear-ratio count means to compute a actual change gear ratio by contrasting driven pulley rotational speed obtained from a driven pulley rotational-speed sensor A gear change control valve flow rate which supervised and obtained a control command of said gear change control valve by actual gear change control independently of at what kind of speed a change gear ratio is changed a circumference of a V belt — it being led from a constraint on a device of being fixed, and with a theoretical gear change rate-of-change prediction means to predict rate of change of a change gear ratio per unit time amount A real gear change rate-of-change count means to take difference between time series signals acquired every moment, and to calculate actual gear change rate of change from said real change-gear-ratio count means, A belt slipping detection means to detect belt slipping of a V belt by comparing a value acquired from said theoretical gear change rate-of-change count means with a value acquired from said real gear change rate-of-change detection means, and a means, to which line pressure is made to increase when this belt slipping detection means detects belt slipping

[Claim 2] A V belt type stepless gear change control unit characterized by having a means to hold a line pressure value according to operating conditions in claim 1 in storage in which rewriting in a microcomputer is possible, and a means to correct a line pressure value corresponding to current operational status in said storage when said belt slipping detection means detects belt slipping, and to learn a line pressure value.

[Claim 3] A V belt type stepless gear change control unit characterized by means to reduce a change gear ratio in claim 1 when said belt slipping detection means detects belt slipping.

[Claim 4] A V belt type stepless gear change control unit characterized by having a means to store the information in storage in claim 1 with the object which should be told to an operator or a maintenance person when said belt slipping detection means detects belt slipping.

[Claim 5] A V belt type stepless gear change control unit characterized by having a means to give predetermined directions to reduce a throttle-valve opening to this throttle-valve control unit, and control engine generating torque when in addition to a configuration of claim 1 transfer of control information is allowed between throttle-valve control units and belt slipping is detected with said belt slipping detection equipment.

[Claim 6] A V belt type stepless gear change control unit characterized by having a means to give predetermined directions to carry out the angle of delay of whenever [ignition advance] to this engine control system, and control engine generating torque when in addition to a configuration of claim 1 transfer of control information is allowed between engine control

systems and belt slipping is detected with said belt slipping detection equipment.

[Claim 7] A V belt type stepless gear change control unit characterized by having a means to give predetermined directions to make this engine control system decrease the quantity of a fuel, and control engine generating torque when in addition to a configuration of claim 1 transfer of control information is allowed between engine control systems and belt slipping is detected with said belt slipping detection equipment.

[Claim 8] While making line pressure always act on the pulley interior of a room where a V character-like slot gap wound a V belt around a driving pulley and a driven pulley which are adjustable respectively, performed torque transmission, and was formed in said driven pulley side By making oil pressure which regulated the pressure of line pressure by gear change control valve to the pulley interior of a room formed in said driving pulley side act In a vehicle carrying a V belt type stepless gearbox which a diameter of transit of a belt is changed and realizes gear change A gear change control valve flow rate which calculated rate of change of a actual change gear ratio from a driving pulley rotational-speed signal or a considerable signal, and a driven pulley rotational-speed signal or a considerable signal, and supervised and obtained a control command of said gear change control valve, a circumference of a V belt — a V belt ***** detection method characterized by predicting theoretical rate of change of a change gear ratio per unit time amount, comparing rate of change of said actual change gear ratio with said theoretical rate of change, and detecting existence of V belt-slip **** from a constraint on a device of being fixed.

[Claim 9] While making line pressure always act on the pulley interior of a room where a V character-like slot gap wound a V belt around a driving pulley and a driven pulley which are adjustable respectively, performed torque transmission, and was formed in said driven pulley side By making oil pressure which regulated the pressure of line pressure by gear change control valve to the pulley interior of a room formed in said driving pulley side act In a vehicle carrying a V belt type stepless gearbox which a diameter of transit of a belt is changed and realizes gear change A gear change control valve flow rate which calculated rate of change of a actual change gear ratio from a driving pulley rotational-speed signal or a considerable signal, and a driven pulley rotational-speed signal or a considerable signal, and supervised and obtained a control command of said gear change control valve, From a constraint on a device of circumference regularity of a V belt, theoretical rate of change of a change gear ratio per unit time amount is predicted. Rate of change of said actual change gear ratio, A control method of a V belt type stepless gearbox characterized by making line pressure increase when said theoretical rate of change is compared, existence of V belt-slip ***** is detected and belt slipping is detected.

[Claim 10] While making line pressure always act on the pulley interior of a room where a slot gap of the shape of V character characterized by providing the following wound a V belt around a driving pulley and a driven pulley which are adjustable respectively, performed torque transmission, and was formed in said driven pulley side A vehicle carrying a V belt type stepless gearbox which a diameter of transit of a belt is changed at the pulley interior of a room formed in said driving pulley side by making oil pressure which regulated the pressure of line pressure by gear change control valve act, and realizes gear change A driving pulley rotational-speed signal or a considerable signal A means to calculate rate of change of a actual change gear ratio from a driven pulley rotational-speed signal or a considerable signal A gear change control valve flow rate which supervised and obtained a control command of said gear change control valve a circumference of a V belt — a means to which line pressure is made to increase when a means to predict theoretical rate of change of a change gear ratio per unit time amount, and rate of change of said actual change gear ratio are compared with said theoretical rate of change, existence of V belt-slip **** is detected and belt slipping is detected from a constraint on a device of being fixed

[Translation done.]

* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Industrial Application] This invention relates to the gear change control unit of a vehicle, and relates to a V belt type stepless gear change control unit especially.

[0002]

[Description of the Prior Art] In recent years, development of the stepless change gear (CVT:Continuously Variable Transmission) with the more large flexibility of control as what is replaced with the conventional torque converter type owner stage automatic transmission as a gearbox of a vehicle is performed briskly. There is a V belt type stepless gearbox with which oil pressure is made to act on the pulley interior of a room of the driving pulley which is adjustable respectively, and a follower pulley, a slot gap is changed, and a V character-like slot gap changes the diameter of transit of a belt, and controls a change gear ratio by it as a concrete device of this CVT.

[0003] It is important to control the forcing force by the oil pressure of a driving pulley and a follower pulley to a necessary minimum value to transmission torque about this type of gearbox. This has come out of two requests which are going to set the load of an oil pump light as the purpose which the forcing force of a pulley is reduced to the 1st, and secures the endurance of a V belt the 2nd, as a result are going to reduce an engine load, and are going to raise fuel consumption.

[0004] The technology about line pressure control of a V belt type stepless gearbox is indicated by JP,2-45062,B. This conventional technology is going to control the line pressure of the necessity minimum by open-loop by setting up the two-dimensional map corresponding to an engine output torque and an engine change gear ratio in the storage of a microcomputer, and searching it.

[0005] Moreover, in order to prevent slipping of a V belt, it is specified by this conventional technology that a driving pulley must push, ** Q1 and a follower pulley must push, and ** Q2 must fill the degree type 1 at least.

[0006]

[Equation 1]

$$Q_1, Q_2 \geq \frac{T_{in} \cdot \cos \theta}{2 \cdot \mu \cdot R_{in}} \quad \text{--- (数1)}$$

[0007] Input-torque theta by which a seal of approval is carried out to a T_{in} :driving pulley here : 1/2micro of a pulley slot vertical angle : Coefficient of friction R_{in} between a V belt and a pulley: It is the belt transit radius of a driving pulley.

[0008] Moreover, the following technology is known by detection of this phenomenon, although slipping of a V belt occurs when a driving pulley pushes, ** Q1 and a follower pulley push and ** Q2 does not satisfy the above-mentioned formula 1.

[0009] It asks for an actual change gear ratio from the ratio of the rotational frequency of the both sides of a driving pulley and a follower pulley, and when both value is not in agreement, the technology judged to be belt slipping is known for JP,63-62954,A, at the same time it detects the shaft-orientations movement magnitude of one side of a driving pulley and a follower pulley, or both sides and asks for a theoretical change gear ratio.

[0010] Moreover, in JP,62-68142,A, when the value of the real change gear ratio which can be found from the rotational frequency ratio of a driving pulley and a follower pulley separates from the max on a device, or the minimum change gear ratio, or when the value of the gear change speed determined based on the

deflection of an aim change gear ratio and a real change gear ratio separates from the maximum gear change speed on a device, it has judged with belt slipping.

[0011]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] However, about the conventional technology indicated by JP,2-45062,B, the line pressure of the necessity minimum is truly unstorable in a map on the relation which controls line pressure by open-loop. Because, in addition, it is for coefficient of friction to fall with the property of a belt and the wear condition of a pulley with time, and the gear change oil with which it enters between the interfaces of a belt and a pulley in the case of a metal V belt. If coefficient of friction falls, the necessity [of being required] line pressure will increase so that clearly from the above-mentioned formula 1.

[0012] Therefore, this means that not only the line pressure value itself drawn from the above-mentioned formula 1 but aging and the larger value which considered a part for the safety compensation by other factors must be set up on the occasion of a line pressure value setup. Only the part requires an excessive load crosswise [of a V belt], and be shrunken the belt life enough, and reduce the efficiency of transmission of the change gear style itself, and the load of an oil pump is made to increase, and it becomes the factor which reduces engine efficiency.

[0013] Moreover, also when it sees from a viewpoint of a fail safe, open loop control has the defect that correction of operation is not made eternally, when fault occurs. That is, even if the control unit is outputting the indicated value of exact line pressure, when line pressure falls by a certain cause, there is a problem that transit of the regurgitation force fall by failure of an oil pump, pressure leakage of a hydraulic line, etc. becomes already impossible.

[0014] Moreover, although JP,63-62954,A has detected theoretical belt slipping as conventional technology of detecting a belt slippage, in order to catch the movement magnitude of the shaft orientations of a driving pulley or a follower pulley, the sensor or the special link mechanism is needed and there is a defect of becoming cost high.

[0015] Furthermore, in JP,62-68142,A which is the conventional technology of detecting a belt slippage, the value of gear change speed was used for belt-slippage detection, and when the value of the gear change speed decided based on the deflection of an aim change gear ratio and a real change gear ratio separates from the maximum gear change speed on a device, it has judged with the belt slip.

[0016] However, the gear change speed stated with this conventional technology is the control-objectives value to which it is determined based on the deflection of an aim change gear ratio and a real change gear ratio, and a stepless change gear style should change a change gear ratio, and, moreover, theoretical description of from what kind of basis the maximum gear change speed on the device which should be compared is decided is not clarified.

[0017] The gear change speed of this conventional technology is not directly related to the action of a real change gear ratio. It is because it is drawn as coefficient twice of the difference of an aim change gear ratio and a real change gear ratio. And since it is used for gear change control as a control-objectives value, the contents of gear change control and belt slipping detection become closely indivisible. Therefore, when the contents of control change with matching of a type of a car, it has the trouble that the detection sensitivity of belt slipping also changes, and has the problem that gear change control and belt slipping detection are not independent.

[0018] Besides the conventional technology mentioned above, the rotational-speed sensor of a driving-side pulley, and the rotational-speed sensor of a follower side pulley, The torque sensor of the input shaft of CVT and the torque sensor of the output shaft of CVT are prepared. The conventional technology given in JP,58-214054,A which detects belt ***** from these detection values, and the sensor which similarly detects each rotational speed of a driving side and a follower side pulley, The conventional technology given in JP,62-292950,A which forms the sensor which detects the speed of a V belt and detects belt ***** from these detection values, and the sensor which similarly detects each rotational speed of a driving side and a follower side pulley, Although there is the conventional technology given in JP,1-156349,U of detecting belt ***** from the detection value which prepares, can come and boils the stroke sensor which detects the amount of strokes of the shaft orientations of a pulley, and detects a change gear ratio All have the problem that there are many sensors newly prepared in belt ***** detection, and it becomes disadvantageous in cost.

[0019] The purpose of this invention solves the trouble of the conventional technology mentioned above, makes a special sensor unnecessary by software processing, and is to offer the V belt type stepless

gearbox with which the contents of gear change control and a belt slipping detection device are not respectively influenced by change of the contents of gear change control in independence.

[0020]

[Means for Solving the Problem] In controlling line pressure of a V belt type stepless gearbox, the above-mentioned purpose is making line pressure increase by predetermined, when a means which carries out self-detection of the belt slipping is established and belt slipping is detected, and it is attained (claims 1, 9, and 10).

[0021] A line pressure value according to each operational status used as a basic value of line pressure control is held to RAM in a microcomputer (Random Access Memory) again, and when a demand pressure is insufficient and belt slipping occurs, the above-mentioned purpose corrects a value to which it corresponds on RAM in the increment direction, it is establishing a study means controlling a line pressure value to always optimal value, and is attained (claim 2).

[0022] When belt slipping occurs, by reducing a change gear ratio rather than controlling line pressure like claim 1, the above-mentioned purpose is establishing a means coping with this, and is attained again (claim 3).

[0023] The above-mentioned purpose memorizes operational status at a time of being a time of there being belt slipping, and that time in RAM again, is telling and carrying out the self-test of the information to an operator or a maintenance person, and is attained (claim 4).

[0024] The above-mentioned purpose is not making line pressure increase again, when belt slipping's occurs, but the information's reducing delivery and throttle-valve opening to a throttle-valve control unit controlled electronically, and decreasing an inhalation air content, reducing an engine torque, and preventing belt slipping, and is attained (claim 5).

[0025] When belt slipping occurs, the above-mentioned purpose carries out the lag of whenever [delivery and engine ignition advance] for the information to an engine control system rather than makes line pressure increase like claim 5, reduces an engine torque, is preventing belt slipping and is attained again (claim 6).

[0026] Although it is same to send the information to an engine control system like claim 6 when belt slipping occurs as an alternative of claim 6 again, the above-mentioned purpose does not carry out the lag of whenever [engine ignition advance], decreases the quantity of a fuel supplied to an engine, reduces an engine torque, is preventing belt slipping and is attained (claim 7).

[0027]

[Function] What is necessary is just to form the sensor which detects each pulley rotational-speed signal or considerable signal by the side of a driving side and a follower as a sensor newly prepared for belt ***** detection in invention of each above-mentioned claim.

[0028] Invention of claims 1, 9, and 10 describes the device in which a belt slippage is detected, in a V belt type stepless gearbox. A meaning is asked for the rate of change of a change gear ratio when having given a predetermined flow rate change to the gear change control valve from the geometric condition that the perimeter of a V belt is fixed. It asks for actual change-gear-ratio rate of change, and a belt slippage becomes detectable from time amount change of this and a real change gear ratio when actually changing the gear change control valve by comparing with the aforementioned value.

[0029] Because, the diameter of belt transit in a V belt type stepless gearbox does not have value disregard Rie who satisfies the aforementioned geometric constraint. However, it is because the same effect is given with the belt perimeter having been extended equivalent when a pulley pushes, ** runs short and belt slipping occurs. A change gear ratio changes to the Low side (big value side) in rate-of-change size.

[0030] It is the "real gear change rate-of-change count means" of claim 1 that the device which predicts the rate of change of a theoretical change gear ratio calculates the "theoretical gear change rate-of-change prediction means" of claim 1 and the rate of change of an actual change gear ratio from geometric constraint of a gear change control valve flow rate and a belt. Therefore, by comparing these two values, the operation which can detect a breakdown geometric-related [above-mentioned], as a result detects a belt slippage is presented. Therefore, an operation of this belt slipping detection is [that the configuration in invention given / other / in a claim is fundamental, and] indispensable.

[0031] In claim 1, the function to make line pressure increase by predetermined at the time of belt slipping detection, and to make belt slipping cancel is realized. The increment in this line pressure is performed for every detection of belt slipping, looking at the response of change-gear-ratio change. Therefore, even

when line pressure falls to indicated value by causes, such as a regurgitation force fall by failure of an oil pump, and pressure leakage of a hydraulic line, in this invention, recoverability is tried as much as possible. [0032] Claim 2 performs the learning control of a line pressure value by holding as a map on the storage which can rewrite a line pressure value, using the decision value of the above-mentioned belt slipping detection device as a teacher signal, and updating a value.

[0033] Claim 3 avoids this by reducing a change gear ratio, when belt slipping occurs. Pulley ***** required in order that a belt may not be slippery so that clearly [in said formula 1] is in inverse proportion to the diameter of belt transit of a driving pulley. Therefore, a change gear ratio is reduced, and belt slipping can be stopped if this diameter of transit is increased.

[0034] Claim 4 applies the decision value of the above-mentioned belt slipping detection device to a self-test. A self-checking function can be strengthened without this adding redundant sensors.

[0035] Claim 5 reduces throttle opening, when belt slipping occurs, it controls an engine torque, and avoids this. Pulley ***** required in order that a belt may not be slippery so that clearly [in said formula 1] is proportional to the input torque by which a seal of approval is carried out to a driving pulley, i.e., an engine torque. Therefore, belt slipping can be stopped if an engine torque is controlled.

[0036] It is easy for belt slipping to generate in the field where a change gear ratio is large greatly [engine generating torque]. Once belt slipping occurs, an engine can be blown and a pulley, the coefficient-of-friction fall between belts, and an interval will tend to go up it. Therefore, when it sees as a fail safe, the direction which controls an engine torque makes sense and a speed of response is also quick.

[0037] Claim 6 and claim 7 control an engine torque like said claim 5th, and avoid belt slipping. With this configuration, since a stepless gearbox and an engine control system should just carry out coordination actuation, there is an advantage which can be performed simple using the bill of materials of a present vehicle.

[0038]

[Example] Hereafter, one example of this invention is explained with reference to a drawing. Drawing 1 is the whole vehicles block diagram carrying the V belt type nonstep variable speed gear concerning one example of this invention, and its control unit. The torque generated from the engine 1 is inputted into the driving pulley 3 of a V belt type stepless change gear through the torque converter (this is called with a lock rise function.) 2 which can be linked directly. Transmission of the torque inputted into the driving pulley 3 is carried out to the follower pulley 5 through V belt 4.

[0039] It has the rotor plate of two sheets which countered respectively, and one rotor plate is fixed, and the driving pulley 3 and the follower pulley 5 are made so that another side may perform location change in the direction of the axis of rotation according to an oil pressure operation. By this, the crevice gap of a pulley is adjusted, as a result the diameter of transit of a V belt changes, and a gear change operation is performed. The torque told to the follower pulley 5 in response to the gear change operation goes into ***** 6, and, finally is told to a driving wheel 7.

[0040] On the other hand, if the path of a hydraulic line is described, the oil attracted by the pump 11 through the oil filter 10 from oil ***** 9 is breathed out by the oilway 8. Generally the oil pressure of an oilway 8 is called line pressure, and the pressure of it is regulated by the line pressure control valve 12, and it serves as a basic pressure of gear change actuation.

[0041] the directions pressure calculated within the stepless gear change control unit 15 which the line pressure control valve 12 is an electromagnetic proportional control valve, and contained the microcomputer — the electric path 16 — reception and electromagnetism — /oil pressure conversion is performed and line pressure is controlled.

[0042] Line pressure is suitably decompressed through the gear change control valve 13, and is led also to driving pulley cylinder oil room 3a through the oilway 14 while it is led to follower pulley cylinder oil room 5a through an oilway 8.

[0043] the gear change control valve 13 — an electromagnetic proportional control valve — it is — the line pressure control valve 12 — the same — the stepless gear change control unit 15 — the electric path 17 — letting it pass — a signal — reception and electromagnetism — /oil pressure conversion is performed and the oil pressure of an oilway 14 is controlled.

[0044] I hear that the signal with which what it should be careful of here flows for the electric path 17 directs the absolute pressure of the oil pressure of an oilway 14, and does not direct the ratio to the line pressure (oil pressure of an oilway 8) of the oil pressure of an oilway 14 but, and there is. Moreover, even if this indicated value becomes larger than line pressure, the maximum of the pressure of driving pulley

cylinder oil room 3a is restricted with line pressure. Therefore, the oil pressure of an oilway 14 is not controlled more than line pressure.

[0045] In consideration of this, the projected net area of the shaft orientations of driving pulley cylinder oil room 3a is set up twice [about] to it of follower pulley cylinder oil room 5a. Thereby, belt ***** of a driving pulley 3 is controllable to the range which the follower pulley 5 pushes and exceeds **, and arbitration forces it, and it can realize a ** ratio (ratio of driving pulley ***** and follower pulley *****). Therefore, it can be operated only by the line pressure control valve 12 and the gear change control valve 13 from a high change gear ratio (Low side) to a low change gear ratio (High side).

[0046] The driving pulley rotational-speed sensor 18 tells the rotational speed of a driving pulley 3 to the stepless gear change control unit 15 as an electrical signal. If the rotational frequency ratio of the direct connection and off-line information on a torque converter 2 and a pump, and a turbine understands this sensor 18, it can also be substituted by the engine-speed sensor 20.

[0047] Moreover, the follower pulley rotational-speed sensor 19 tells the rotational speed of the follower pulley 5 to the stepless gear change control unit 15 as an electrical signal. In addition, the follower pulley rotational-speed sensor 19 may not detect the rotational speed of the direct follower pulley 5, and may detect the driving shaft of a vehicle, and the rotational speed (namely, vehicle speed) of *****.

[0048] The stepless gear change control unit 15 calculates a real change gear ratio by taking the ratio of the rotational speed of these driving pulleys 3 and the follower pulley 5.

[0049] The engine-speed sensor 20 and the throttle sensor 21 give a required signal, when presuming engine generating torque. The crank angle signal or ignition timing signal used by the engine control system 25 instead of may be used. [the engine-speed sensor 20] Moreover, the throttle sensor 21 can also be replaced with the sensor which catches engine inlet-pipe negative pressure or an engine mass air flow rate.

[0050] Apart from the above-mentioned example, the throttle-valve control unit 23 collectively illustrated in drawing 1 and electronics control throttle equipment 22 are elements which are needed for the configuration of claim 5. The throttle-valve control unit 23 is controlling the engine inhalation air content by sending a throttle-valve opening signal to electronics control throttle equipment 22. This equipment 23 receives the signal with which it was ordered through the electric path 24, when the stepless gear change control unit 15 detects belt slipping, it reduces the opening of a throttle valve, and controls engine generating torque.

[0051] An engine control system 25 is an element which is needed for the configuration of claim 6 and claim 7. This equipment 25 is controlling the engine ignition timing signal 26 and the engine fuel-injection signal 27. Equipment 25 receives the signal with which it was ordered through the electric path 28, when the stepless gear change control unit 15 detects belt slipping, it carries out the retard of the ignition timing signal 26 with the configuration of claim 6, and decreases the quantity of the fuel-injection signal 27 from the amount of normal with the configuration of claim 7, and controls engine generating torque.

[0052] Drawing 2 is the block diagram showing the internal configuration of the stepless gear change control unit 15. Each element of the internal configuration shown in drawing 2 is realized by the control software of the microcomputer mainly built in the stepless gear change control unit 15. The block enclosed by the frame 30 among internal configurations is a portion based on the component of claim 1.

[0053] The real change-gear-ratio count means 31 takes the ratio of the speed obtained from the driving pulley rotational-speed sensor 18 and the follower pulley rotational-speed sensor 19, and outputs the real change-gear-ratio signal 32. Moreover, during renewal of the controlled variable to the gear change control valve 13 of the gear change directions means 34, the real gear change rate-of-change detection means 33 takes the difference between the time series values of the real change-gear-ratio signal 32, and outputs the real gear change rate-of-change signal 35 (after-mentioned as δ ai).

[0054] On the other hand, the theoretical gear change rate-of-change detection means 36 outputs the theoretical gear change rate-of-change signal 37 (after-mentioned as [δ] i0) from each information on the controlled variable of said real change-gear-ratio signal 32 and the engine-speed sensor 20, the throttle sensor 21, and the gear change control valve 13. In addition, this theoretical gear change rate-of-change detection means 36 is independent of the portion which only supervises the output to the gear change control valve 13 of the gear change directions means 34, and controls gear change.

[0055] The belt slipping detection means 38 compares said real gear change rate-of-change signal 35 with the theoretical gear change rate-of-change signal 37, and when the former becomes large from the latter, it outputs the belt slipping detecting signal 39.

[0056] In invention of claim 1, this signal 39 is sent to the line pressure directions means 40, the controlled variable of the line pressure control valve 12 is changed, and actuation which raises line pressure by predetermined is performed.

[0057] In invention of claim 2, this belt slipping detecting signal 39 is sent to a line pressure map storage means 41 to illustrate collectively in drawing 2. The line pressure map storage means 41 is ordering the line pressure directions means 40 generating of the line pressure value doubled with the service condition. Therefore, by making the belt slipping detecting signal 39 into a teacher signal, the line pressure value of the corresponding service condition can be learned so that there may be no belt slipping, and the line pressure map storage means 41 can memorize it.

[0058] In invention of claim 3, this belt slipping detecting signal 39 is sent to a gear change directions means 34 to illustrate collectively in drawing 2. When belt slipping is detected, the gear change directions means 34 decreases a change gear ratio, and prevents belt slipping.

[0059] In invention of claim 4, this belt slipping detecting signal 39 is sent to a self-test storage means 42 to illustrate collectively in drawing 2. The self-test storage means 42 can memorize the event and the generated operation condition of belt slipping, and can strengthen the self-checking function of a system.

[0060] In invention of claim 5, this belt slipping detecting signal 39 is sent to the throttle-valve control unit 23 of the exterior collectively illustrated in drawing 2 through the electric path 24. The throttle-valve control unit 23 operates throttle-valve opening in response to this command, and controls belt slipping by carrying out the specified quantity fall of the engine torque.

[0061] In invention of claim 6 and claim 7, this belt slipping detecting signal 39 is sent to the engine control system 25 of the exterior collectively illustrated in drawing 2 through the electric path 28. In response to this command, an engine control system 25 carries out the retard of the ignition timing in invention of claim 6, and decreases the quantity of a fuel in invention of claim 7, carries out the specified quantity fall of the engine torque, and controls belt slipping.

[0062] In each gestalt of invention of claim 2 to claim 7, the signal transduction path of the belt slipping detecting signal 39 is shown as a wavy line which branches from the belt slipping detecting signal 39 in drawing 2.

[0063] The most important thing is the theoretical gear change rate-of-change detection means 36 among the requirements for a configuration mentioned above. Hereafter, the principle of operation of this block is explained. The geometric gestalt of a V belt is shown in drawing 3. It is Rin when explanation of the mark in drawing 3 is described. : The diameter Rout of belt transit of a driving pulley 3: Diameter a of belt transit of the follower pulley 5 : Wheel base L between a driving pulley and a follower pulley : The belt perimeter psi of a V belt : On the line which connects the center to center of each pulley to the perpendicular stood from the center of each pulley, the drawing 3 Nakamigi side is made into a positive value, left-hand side is made into a negative value on the basis of the elongation aforementioned perpendicular which the contact of a pulley and a V belt stretches, and it expresses with a radian — it comes out.

[0064] Setting here, the change gear ratio i of a V belt change gear style is [0065].

[Equation 2]

$$i = \frac{R_{out}}{R_{in}} \quad \text{----- (数2)}$$

[0066] It is expressed and the following formulas 3 and 4 are drawn from geometric constraint [perimeter / L / belt] of being fixed, and said formula 2.

[0067]

[Equation 3]

$$\begin{aligned} L &= R_{in}(\pi + 2\phi) + R_{out}(\pi - 2\phi) + 2a \cos \phi \\ &= R_{in}\{(\pi + 2\phi) + i(\pi - 2\phi)\} + 2a \cos \phi \quad \text{----- (数3)} \end{aligned}$$

[0068]

[Equation 4]

$$\phi = \sin^{-1} \frac{R_{in} - R_{out}}{a} = \sin^{-1} \left(\frac{1 - i}{a} R_{in} \right) \quad \text{----- (数4)}$$

[0069] These formulas 3 and formulas 4 are allied and it is [0070].

[Equation 5]

$$\sin^{-1} x \approx x, \quad \cos^{-1} x \approx 1 - \frac{1}{2} x^2 \quad \text{----- (数5)}$$

[0071] It is [0072] when it attaches and solves to a change gear ratio i using *****.

[Equation 6]

$$i = \frac{\sqrt{a^2 \pi^2 - 8 a \pi R_{in} - 8 a^2 + 4 a L} - a \pi + 2 R_{in}}{2 R_{in}} \quad \text{----- (数6)}$$

[0073] *****. Moreover, it is [0074], when it is attached to R_{in} and solves.

[Equation 7]

$$R_{in} = \frac{\sqrt{a^2 \pi^2 (1+i)^2 - 4 a (1-i)^2 (2 a - L)} - a \pi (1+i)}{2 (1-i)^2} \quad \text{----- (数7)}$$

[0075] *****. Therefore, the rate of change of the change gear ratio i to change of the diameter R_{in} of transit of the V belt in a driving pulley 3 serves as a degree type by differentiating a formula 6 by R_{in} .

[0076]

[Equation 8]

$$\frac{d i}{d R_{in}} = \frac{a \pi}{2 R_{in}^2} - \frac{a^2 \pi^2 - 4 a \pi R_{in} - 8 a^2 + 4 a L}{2 R_{in}^2 \sqrt{a^2 \pi^2 - 8 a \pi R_{in} - 8 a^2 + 4 a L}} \quad \text{----- (数8)}$$

[0077] Next, it asks for the rate of change of a change gear ratio i to the volume change of driving pulley cylinder oil room 3a.

[0078] The cross section of a driving pulley 3 is shown in drawing 4. It is Vd when explanation of the mark in drawing 4 is described. : The time of the maximum change gear ratio (when a pulley cylinder is shrunken most), The volume S of driving pulley cylinder oil room 3a, i.e., dead volume which does not contribute to gear change actuation, : Equivalence projection area of base LP of driving pulley cylinder oil room 3a : The amount R_{in0} of shaft-orientations strokes of the movable side of a driving pulley 3 : [The time of the maximum change gear ratio,] Diameter theta of the minimum transit of a V belt : Half-sheave angle in the contact surface of a pulley and a belt (1/2 of a pulley slot vertical angle)

It becomes.

[0079] Here, if volume of driving pulley cylinder oil room 3a is set to VP, the following relational expression will be materialized.

[0080]
 [Equation 9]

$$\left. \begin{aligned} V_P &= V_d + S \cdot L_P \\ L_P &= 2 (R_{in} - R_{in0}) \tan \theta \end{aligned} \right\} \quad \text{----- (数9)}$$

[0081] It will become a degree type, if two formulas of a formula 9 are allied and L_P is eliminated.

[0082]

[Equation 10]

$$R_{in} = \frac{V_P - V_d}{2 S \tan \theta} + R_{in0} \quad \text{----- (数10)}$$

[0083] Therefore, the rate of change of the diameter of driving pulley belt transit to the volume change of driving pulley cylinder oil room 3a serves as a degree type by differentiating a formula 10 by VP.

[0084]

[Equation 11]

$$\frac{d R_{in}}{d V_P} = \frac{1}{2 S \tan \theta} \quad \text{----- (数11)}$$

[0085] Therefore, the rate of change of the change gear ratio i to the volume change of drive pulley cylinder oil room 3a is called for from a formula 8 and a formula 11, and it becomes a degree type.

[0086]

[Equation 12]

$$\frac{d i}{d V_P} = \frac{d i}{d R_{in}} \cdot \frac{d R_{in}}{d V_P}$$

$$= \frac{1}{2 S \tan \theta} \left(\frac{a \pi}{2 R_{in}^2} - \frac{a^2 \pi^2 - 4 a \pi R_{in} - 8 a^2 + 4 a L}{2 R_{in}^2 \sqrt{a^2 \pi^2 - 8 a \pi R_{in} - 8 a^2 + 4 a L}} \right) \quad \text{----- (数12)}$$

[0087] On the other hand, $\Delta V_P = Q$ will be realized, if an oil is assumed to be incompressible fluid when the flow rate of the gear change control valve 13 is set to Q . The theoretical rate of change Δi_0 per unit time amount of a change gear ratio i is obtained from a degree type by using this.

[0088]

[Equation 13]

$$\Delta i_0 = \frac{d i}{d V_P} \cdot \Delta V_P = \frac{d i}{d V_P} \cdot Q \quad \text{----- (数13)}$$

[0089] Therefore, $d i / d V_P$ is calculable from a formula 12 using R_{in} which could calculate R_{in} to the change gear ratio i of arbitration from the formula 7, and was calculated by the above argument. Moreover, if the flow Q of the gear change control valve 13 is known, solution Lycium chinense can do a formula 13 using the value of a formula 12.

[0090] Therefore, table f (i) $d i / d V_P = f(i)$ Becoming can be calculated beforehand, and it can set up into the theoretical gear change rate-of-change detection means 36. The change-gear-ratio rate of change Δi_0 in case there is no belt slipping is computable by lengthening this table from the real change gear ratio i , and multiplying by gear change control valve flow Q .

[0091] Next, how to ask for the flow Q of the gear change control valve 13 which is needed for count of the above-mentioned formula 13 is explained briefly [below]. In order to calculate the flow rate of the gear change control valve 13, in a pressure-control type proportionality solenoid valve, it becomes important to presume the pressure of driving pulley cylinder oil room 3a. The technique of presuming this pressure is shown previously.

[0092] Generally, it is known between the pulley and the V belt that the following theoretical formulas 14 will be materialized (6 14 the gear-change property of a V-belt automatic transmission: Ogasawara : production research Vol. No. pp 183-186 (1962)).

[0093]

[Equation 14]

$$\frac{Q_1}{\pi + 2 \phi} \tan(\theta + \tan^{-1} \mu) - \frac{Q_2}{\pi - 2 \phi} \tan(\theta + \tan^{-1} \mu) = \frac{T_{in}}{2 R_{in}} \cdot A \quad \text{----- (数14)}$$

[0094] As mentioned above, the shaft orientations over V belt 4 of a driving pulley 3 and the follower pulley 5 force Q_1 and Q_2 of a top type, and they are **. Moreover, A is an experiment coefficient and may be treated as a constant in the state of anticipated use.

[0095] Here, it pushes between pulleys which become $Q_1 = k Q_2$, and the ** ratio k is introduced. Then, a formula 14 can deform as follows.

[0096]

[Equation 15]

$$4 B \phi^2 - 2(k+1) R_{in} \cdot \phi + \pi(k-1) R_{in} - B \pi^2 = 0 \quad \text{----- (数15)}$$

[0097] However, the constant B in the top type 15 is defined as follows.

[0098]

[Equation 16]

$$B = \frac{T_{in} \cdot A}{2 Q_2 \tan(\theta + \tan^{-1} \mu)} \quad \text{----- (数16)}$$

[0099] It will become a degree type if the equation of a formula 15 is solved about ϕ .

[0100]

[Equation 17]

$$\phi = \frac{2(k+1) R_{in} - \sqrt{4(k+1)^2 R_{in}^2 - 16 B \pi(k-1) R_{in} + 16 B^2 \pi^2}}{8 B} \quad \text{----- (数17)}$$

[0101] On the other hand, it will become a degree type if the above-mentioned formula 3 and a formula 4 are solved about Rin.

[0102]

[Equation 18]

$$Rin = \frac{L - 2a \cos \phi + a(\pi - 2\phi) \sin \phi}{2\pi} \quad \text{--- (数18)}$$

[0103] In a formula 16, Tin is equal to an engine torque at the time of the lock rise of a torque converter 2, and a follower pulley pushes, and ** Q2 is the force (product of line pressure and a projected net area) proportional to line pressure.

[0104] Therefore, factor [the factor of Tin/Q2 in a formula 16], i.e., when the ratio of an engine torque and line pressure is given as putting in another way, it is decided that B will be a meaning. Therefore, by performing mutual repeated calculation of a formula 17 and a formula 18 beforehand, arbitration can push and psi and Rin to the ** ratio k can be determined.

[0105] The procedure of this repeated calculation is shown in the following formulas 19.

[0106]

[Equation 19]

$$\left. \begin{array}{l} \text{(数17) より } \phi = f_1(Rin) \\ \text{(数18) より } Rin = f_2(\phi) \end{array} \right\} \quad \text{--- (数19)}$$

[0107] If Rin can be found, since a change gear ratio i can be uniquely found from the above-mentioned formula 6, a degree type is drawn from the argument on old.

[0108]

[Equation 20]

$$i = f_3\left(\frac{Tin}{Q_2}, k\right) = f_4\left(\frac{Te}{P_L}, \frac{P_P}{P_L}\right) \quad \text{--- (数20)}$$

[0109] Here, PL expresses line pressure and PP expresses the pressure in driving pulley cylinder oil room 3a for the output torque whose Te is an engine. that is, the semantics of a formula 20 is forced with Tin/Q2, and a change gear ratio i can be found from the ** ratio k -- if it becomes, since Tin is equal to Te and k is proportional to PP/PL -- the group of the value of Te/PL and PP/PL -- also receiving -- necessity -- and I hear that it fully asks and it is.

[0110] Therefore, when the group of a change gear ratio i and the value of Te/PL is given, the inverse function f5 of a formula when presuming the pressure PP at that time can be defined, and a degree type is drawn.

[0111]

[Equation 21]

$$\hat{P}_P = P_L \cdot f_5\left(\frac{Te}{P_L}, i\right) \quad \text{--- (数21)}$$

[0112] Here, Te can be easily presumed from the value of the above-mentioned throttle sensor 21 and the engine-speed sensor 20. And the stepless gear change control unit 15 is the value itself calculated with the line pressure directions means 40, and PL can be diverted internally. Moreover, as a real change gear ratio i, the output value 32 of the real change-gear-ratio count means 31 can be diverted.

[0113] Furthermore, a function f5 calculates a value using the procedure of a formula 19 from the group of the change gear ratio i of arbitration, and the value of Te/PL beforehand, and in the theoretical gear change rate-of-change detection means 36, it can be map-ized and it can store it. Therefore, even if it carries out with the operation engine performance of a microcomputer, it is realizable as real-time control enough.

[0114] The above argument showed the technique of presuming the pressure PP in driving pulley cylinder oil room 3a. If the estimate of PP is known, the flow Q of the gear change control valve 13 can be found simply. That is, the following formulas will be materialized if the gear change directions means 34 at that time sets to P0 the directions pressure which the gear change control valve 13 is ordered electrically.

[0115]

[Equation 22]

$$Q = \begin{cases} k_U \cdot (P_L - \hat{P}_P) & : P_0 \geq \hat{P}_P \text{の時} \\ -k_D \cdot \hat{P}_P & : P_0 < \hat{P}_P \text{の時} \end{cases} \quad \text{--- (数22)}$$

[0116] Here, k_U and k_D are proportionality constants decided by the orifice property of the gear change control valve 13. Therefore, if (several 13) is calculated in the theoretical gear change rate-of-change detection means 36 by Q which was able to be found like the above-mentioned, it can ask for the change-gear-ratio rate of change Δi_0 .

[0117] Here, also in the controlling surface of not only using for belt-slippage detection like this invention but a change gear ratio, the utility value of the change-gear-ratio rate of change Δi_0 is very high. Although the following is not directly related to this invention, it indicates the example which used this for control of a gear change control valve to be it as application of Δi_0 .

[0118] Drawing 5 is control-block drawing of the gear change directions means 34 in drawing 2. N_{in} is the rotational speed of a driving pulley 3 among drawing, and N_{in0} is the desired value as which driving pulley rotational speed should be completed.

[0119] Generally, as control of a stepless gearbox, control of a change gear ratio is performed so that N_{in} may be made to follow the vehicle speed and the aim drive pulley rotational frequency N_{in0} called for by throttle opening. After the deflection of this N_{in} and N_{in0} is processed by proportional gain K_1 and the rate gain K_2 , it is accumulated in an integrator 50 as a controlled variable of the gear change control valve 13. The device in which the basis using an integrator 50 generally contains a hydraulic circuit is a dead-time system, and is for compensating integral deflection (offset).

[0120] It is also often performed that the block 51 which is the summation point of the proportional gain of illustration and a rate gain is replaced with a fuzzy control vessel like the block 52 of illustration in order to improve a controllability in recent years.

[0121] Since a system is a dead-time system, even if N_{in} and N_{in0} are in agreement in process of convergence temporarily, I hear that the going-too-far controlled variable beyond it is accumulated in the integrator 50, and becoming a problem here produces big overshoot, without N_{in} stopping by about zero N_{in} , and there is. If the change-gear-ratio rate of change Δi_0 is used, the decision value for restricting going too far of this control action can be given.

[0122] The block 53 calculated this decision value and has given it to the end of a comparator 55. Here, the current real change gear ratio by which i was measured, and i_0 are the aim change gear ratios which converted N_{in0} with a current follower pulley rotational speed.

[0123] The semantics of the formula within block 53 shows that the deflection ($i-i_0$) of a change gear ratio is broken by change-gear-ratio rate of change (Δi_0), and gives the prediction time amount to convergence seen from the CVT device.

[0124] Moreover, the value which is a comparator 55 and which broke system deviation e by time amount change part Δt_{ae} of system deviation is already inputted into the end. The prediction time amount from the actual field of this, i.e., a system, of operation to seen convergence is given. When these both value is compared and it is mostly in agreement, a comparator 55 intercepts the input of a delivery integrator for directions on a switch 56, and prevents are recording of a going-too-far controlled variable.

[0125] Therefore, although a CVT device can direct the maximum gear change speed which can be taken theoretically as a controlled variable of the gear change control valve 13, it does not go too far beyond the meant value. Thereby, improvement in responsibility and control of an over shoot can be reconciled. Therefore, since the flattery nature to desired value N_{in0} increases, fuel-efficient gear change control is realizable.

[0126] Operations sequence of the belt slipping detection device by this invention described above is made into a flow chart, and is shown in drawing 12 from drawing 6. The flow chart after drawing 6 is periodically started for every time interval which calculates real gear change rate of change.

[0127] At step 60, if the controlled variable of a gear change control valve is updating, and gear change actuation is performed, and that is not right to step 61, it will progress to it at step 73. At step 73, the real change gear ratio i is calculated in preparation for a future belt slipping judging. In step 61, as mentioned above, the flow Q of a gear change control valve is called for, and the theoretical change-gear-ratio rate of change Δi_0 is calculated at continuing step 62.

[0128] Since it is during the period when the controlled variable of a gear change control valve is updated, a real change gear ratio changes as the result. Step 63 calculates this new real change gear ratio, and it is

made in the real change-gear-ratio count means 31 of drawing 2 . Since the last real change gear ratio is calculated in step 73 and memorized in step 74, in step 64, it takes the difference of both value and asks for real gear change rate-of-change Δi . In addition, this count is performed by the real gear change rate-of-change detection means 33 in drawing 2 .

[0129] At step 65, the value of Δi and Δi_0 calculated above is compared, and detection of belt slipping is performed. If belt slipping is detected, and it does not progress and detect to step 66, it will progress to step 74. This belt slipping detection is performed by the belt slipping detection means 38 in drawing 2 .

[0130] When it is based on the control method concerning invention of claim 1 and belt slipping is detected, step 66 makes line pressure increase by predetermined, and controls belt slipping.

[0131] The flow chart of drawing 7 is based on the method concerning invention of claim 2. Step 66 is replaced with step 67 compared with drawing 6 . If belt slipping is not detected in step 65, the line pressure map value of the operational status concerned which is the reference value of the line pressure control by step 67a is decreased with a predetermined time constant. On the contrary, if belt slipping is detected, in step 67b, the increment correction in a predetermined part of this line pressure map value will be made. By this method, study of the optimal line pressure value in the corresponding operational status is attained.

[0132] The difference in the correction method of the line pressure value described above is a difference between the transient control which does not leave hysteresis to the line pressure map storage means of drawing 2 , and the learning control which leaves hysteresis, and it cannot be overemphasized that step 66 and step 67 are exclusively used on a method.

[0133] The flow chart of drawing 8 is based on the method concerning invention of claim 3, and step 66 is replaced with step 68 compared with drawing 6 . Unlike drawing 6 , when belt slipping is detected, a change gear ratio is reduced temporarily and this is avoided. It is because the line pressure to need is good at a low value if a change gear ratio is reduced and the diameter of belt transit of a driving pulley is increased. This can be used for the fail-safe of line pressure, when a line pressure value is uncorrectable by failure of an oil pump etc. and belt slipping cannot be stopped.

[0134] The flow chart of drawing 9 is based on the method concerning invention of claim 4, and step 66 is replaced with step 69 compared with drawing 6 . Unlike the aforementioned example, the belt slipping detection means by the change-gear-ratio rate of change Δi_0 is applied to a self-test. The necessary minimum sensor provided from origin in the stepless gear change control unit can detect belt slipping by this, and a cost merit is large.

[0135] The flow chart of drawing 10 is based on the method concerning invention of claim 5, and step 66 is replaced with step 70 compared with drawing 6 . In this flow chart, the electronics control throttle equipment 22 and the throttle-valve control unit 23 which were shown in drawing 1 are needed as a component. When belt slipping is detected, full directions of throttle-valve opening are taken out to the throttle-valve control unit 23, an engine torque is controlled, and belt slipping is stopped.

[0136] The flow chart of drawing 11 is based on the method concerning invention of claim 6, and step 66 is replaced with step 71 compared with drawing 6 . In this flow chart, the engine control system 25 shown in drawing 1 is needed as a component. When belt slipping is detected, the retard indication signal of ignition timing is taken out to an engine control system 25, and an engine torque is controlled. This functional step changes a means and realizes the same main point as step 70 of the flow chart of drawing 10 .

[0137] The flow chart of drawing 12 is based on the method concerning invention of claim 7, and step 66 is replaced with step 72 compared with drawing 6 . Also in this flow chart, an engine control system 25 is needed as a component. The effect which takes out the loss-in-quantity indication signal of fuel injection to an engine control system 25 when belt slipping is detected, and controls an engine torque is the same as that of drawing 11 .

[0138]

[Effect of the Invention] According to this invention, the criterion value for seeing the rate of change of a real change gear ratio, and detecting belt slipping can be given to a system simple. Therefore, the special sensor for belt slipping detection is not needed, but it is effective in not being accompanied by the rise of cost.

[0139] Moreover, this belt slipping detection device has the advantage of it being independent of gear change control, and not being influenced by the change by matching of the contents of gear change control, and the change for every model.

[0140] In addition, in derivation of a belt slipping criterion value, it can perform by searching the table which

asked for the great portion of computation by numerical calculation beforehand. Even if it is in the equipment to which this applied the microcomputer with the weak math-processing engine performance, there is an effect referred to as that the real-time responsibility which should be satisfied is acquired.

[0141] Moreover, when belt slipping is detected, by making line pressure increase, belt slipping is controlled and there are the endurance of a belt and an effect of protecting the sheave side of a pulley from wear promptly. And since this protected operation is repeatedly performed until belt slipping is no longer detected by closed loop control, it is effective in raising the robustness of a system.

[0142] The learning control of line pressure is realizable by on the other hand correcting the line pressure value of applicable operational status by making this belt slipping signal into a teacher signal. In this learning control, aging is foreseen beforehand, and it does not perform setting up more line pressure, but ** is also good. Therefore, in order that a system may operate with the line pressure of regular necessary minimum, a pump load can be reduced and it is effective in contributing to the improvement in fuel consumption of a vehicle sharply. Moreover, since the forcing pressure of a pulley is adjusted moderately and the power transmission efficiency of the V belt type stepless gearbox itself also improves, the effect which contributes to the improvement in fuel consumption collectively is large.

[0143] Furthermore, when belt slipping is detected, a change gear ratio is reduced, and the technique of controlling this is also shown. Since belt slipping can be controlled without being based on the increment in line pressure when a pump discharge pressure falls by a certain cause, an effect is in fail-safe-protection of a belt and a pulley.

[0144] Moreover, detection of this belt slipping is effective in strengthening the self-checking function of a system sharply. Big convenience is given on a self-checking function by memorizing the operational status at the time of being a time of there being belt slipping, and that time, and telling an operator or a maintenance person the information. And since no hard devices are added but can be performed by software processing, the rise of cost is not caused.

[0145] Moreover, this belt slipping detecting signal can be exchanged also with other control equipments, i.e., a throttle-valve control unit, and an engine control system. Therefore, if belt slipping occurs, the policy which controls an engine torque promptly in harmony with an external instrument can be taken.

[0146] This serves as the important control technique, also in order to control a system to a safety side, when it sees as fail-safe also in order to be able to blow an engine and to prevent the sense of incongruity of the operator by the riser and.

[Translation done.]

* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.

2.**** shows the word which can not be translated.

3.In the drawings, any words are not translated.

DESCRIPTION OF DRAWINGS

[Brief Description of the Drawings]

[Drawing 1] It is the whole block diagram showing one example of this invention.

[Drawing 2] It is internal configuration drawing of a stepless gear change control unit.

[Drawing 3] It is geometric gestalt drawing of a V belt.

[Drawing 4] It is the geometric cross section of a driving pulley.

[Drawing 5] It is control-block drawing of a gear change directions means.

[Drawing 6] It is the flow chart which shows one example of invention concerning claim 1.

[Drawing 7] It is the flow chart which shows one example of invention concerning claim 2.

[Drawing 8] It is the flow chart which shows one example of invention concerning claim 3.

[Drawing 9] It is the flow chart which shows one example concerning invention of claim 4.

[Drawing 10] It is the flow chart which shows one example concerning invention of claim 5.

[Drawing 11] It is the flow chart which shows one example concerning invention of claim 6.

[Drawing 12] It is the flow chart which shows one example concerning invention of claim 7.

[Description of Notations]

1 [— A driving pulley cylinder oil room 4 / — A V belt, 5 / — A follower pulley, 5a / — A follower pulley cylinder oil room, 6 / — *****, 7 / — A driving wheel, 8 / — The oilway of line pressure, 9 / — Oil *****, 10 / — Oil filter,] — An engine, 2 — A torque converter, 3 — A driving pulley, 3a 11 [— The oilway to a driving pulley, 15 / — A stepless gear change control unit, 18 / — A driving pulley rotational-speed sensor, 19 / — A follower pulley rotational-speed sensor, 20 / — An engine-speed sensor, 21 / — Throttle sensor,] — An oil pump, 12 — A line pressure control valve, 13 — A gear change control valve, 14 22 — Electronics control throttle equipment, 23 — A throttle-valve control unit, 25 — Engine control system.

[Translation done.]

(19)日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11)特許出願公開番号

特開平6-11022

(43)公開日 平成6年(1994)1月21日

(51)Int.Cl. ⁵	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F 1 6 H 61/00 9/00		8009-3 J		
// F 1 6 H 59:40 59:42 59:68		8009-3 J 8009-3 J 8009-3 J		

審査請求 未請求 請求項の数10(全 21 頁)

(21)出願番号 特願平4-164864

(22)出願日 平成4年(1992)6月23日

(71)出願人 000005108

株式会社日立製作所

東京都千代田区神田駿河台四丁目6番地

(72)発明者 三宅 淳司

茨城県勝田市大字高場2520番地 株式会社

日立製作所自動車機器事業部内

(74)代理人 弁理士 秋本 正実

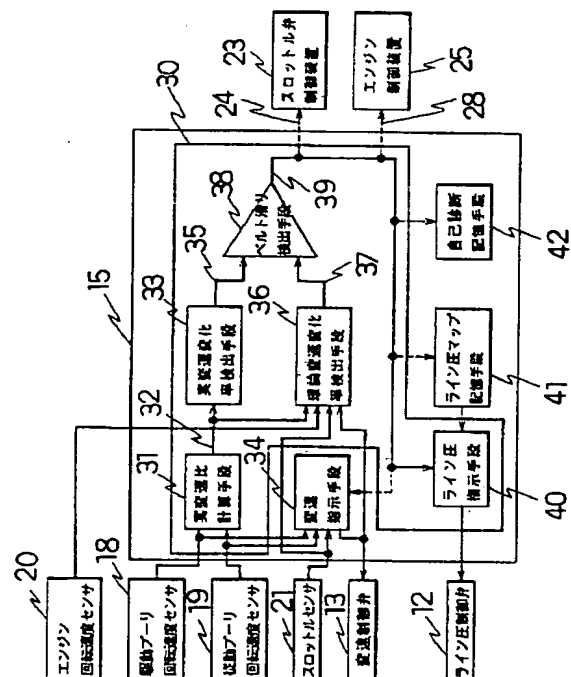
(54)【発明の名称】 Vベルト式無段階変速装置の制御方法及びその制御装置

(57)【要約】

【目的】 Vベルト式無段階変速装置の、Vベルトとプーリーとの滑りを安価に検出してこの滑りを抑制する。

【構成】 駆動プーリー回転速度センサ18と、従動プーリー回転速度センサ19の検出信号を用い、実変速比計算手段31にて実変速比32を算出して、更に実変速変化率検出手段33にて実変速変化率を算出する。また、理論変速変化率検出手段36は、前記の実変速比32と、エンジン回転数と、スロットル弁開度と、変速制御弁13の制御量とから理論変速変化率を算出する。そして、比較器38にて、実変速変化率と理論変速変化率とを比較して、ベルト滑りの有無を検出し、ベルト滑りがあるときは、ライン圧指示手段40に信号を送ってライン圧を増加させる。

【図2】 無段階変速制御装置の内部構成図



【特許請求の範囲】

【請求項1】 V字状溝間隔が各々可変である駆動プーリ及び従動プーリにVベルトを巻回してトルク伝動を行い、前記従動プーリ側に形成されたプーリ室内にライン圧を常時作用させると共に、前記駆動プーリ側に形成されたプーリ室内に変速制御弁によってライン圧を調圧した油圧を作用させることで、ベルトの走行径を変化させて変速を実現する車輛のVベルト式無段階変速装置の制御装置において、

駆動プーリ回転速度センサから得られる駆動プーリ回転速度信号と、従動プーリ回転速度センサから得られる従動プーリ回転速度を対比することによって、実際の変速比を算出する実変速比計算手段と、

実際の変速制御で変速比をどの様な速度で変化させるかとは独立に、前記変速制御弁の制御指令を監視して得た変速制御弁流量と、Vベルトの周長一定という機構上の制約条件より導かれ、単位時間当たりの変速比の変化率を予測する理論変速変化率予測手段と、

前記実変速比計算手段より時々刻々得られた時系列信号間の差分をとり実際の変速変化率を計算する実変速変化率計算手段と、

前記理論変速変化率計算手段より得られた値と、前記実変速変化率検出手段より得られた値を比較することによってVベルトのベルト滑りを検出するベルト滑り検出手段と、

該ベルト滑り検出手段によってベルト滑りを検出したときにライン圧を増加させる手段とを備えることを特徴とするVベルト式無段階変速制御装置。

【請求項2】 請求項1において、運転条件に応じたライン圧値をマイクロコンピュータ内の書換可能な記憶装置内に保持する手段と、前記ベルト滑り検出手段によってベルト滑りを検出したときに前記記憶装置内の現在の運転状態に対応するライン圧値を修正しライン圧値の学習を行う手段とを備えることを特徴とするVベルト式無段階変速制御装置。

【請求項3】 請求項1において、前記ベルト滑り検出手段によってベルト滑りを検出したときに変速比を低下させる手段を特徴とするVベルト式無段階変速制御装置。

【請求項4】 請求項1において、前記ベルト滑り検出手段によってベルト滑りを検出したときにその情報を運転者若しくは整備者に伝えるべき目的を持って記憶装置内に格納する手段を備えることを特徴とするVベルト式無段階変速制御装置。

【請求項5】 請求項1の構成に加え、スロットル弁制御装置との間に制御情報の授受を許し前記ベルト滑り検出装置によってベルト滑りを検出した時には該スロットル弁制御装置にスロットル弁開度を低下させてエンジンの発生トルクを抑制する目的の所定の指示を与える手段を備えることを特徴とするVベルト式無段階変速制御装

置。

【請求項6】 請求項1の構成に加え、エンジン制御装置との間に制御情報の授受を許し前記ベルト滑り検出装置によってベルト滑りを検出した時には該エンジン制御装置に点火進角度を遅角させてエンジンの発生トルクを抑制する目的の所定の指示を与える手段を備えることを特徴とするVベルト式無段階変速制御装置。

【請求項7】 請求項1の構成に加えて、エンジン制御装置との間に制御情報の授受を許し前記ベルト滑り検出装置によってベルト滑りを検出した時には該エンジン制御装置に燃料の減量を実施させてエンジンの発生トルクを抑制する目的の所定の指示を与える手段を備えることを特徴とするVベルト式無段階変速制御装置。

【請求項8】 V字状の溝間隔が各々可変である駆動プーリ及び従動プーリにVベルトを巻回してトルク伝動を行い、前記従動プーリ側に形成されたプーリ室内にライン圧を常時作用させると共に、前記駆動プーリ側に形成されたプーリ室内に変速制御弁によってライン圧を調圧した油圧を作用させることで、ベルトの走行径を変化させて変速を実現するVベルト式無段階変速装置を搭載した車輛において、駆動プーリ回転速度信号または相当信号と、従動プーリ回転速度信号または相当信号とから実際の変速比の変化率を計算し、前記変速制御弁の制御指令を監視して得た変速制御弁流量と、Vベルトの周長一定という機構上の制約条件より、単位時間当たりの変速比の理論的変化率を予測し、前記実際の変速比の変化率と、前記理論的変化率とを比較して、Vベルトの滑べりの有無を検出することを特徴とするVベルト滑り検出方法。

【請求項9】 V字状の溝間隔が各々可変である駆動プーリ及び従動プーリにVベルトを巻回してトルク伝動を行い、前記従動プーリ側に形成されたプーリ室内にライン圧を常時作用させると共に、前記駆動プーリ側に形成されたプーリ室内に変速制御弁によってライン圧を調圧した油圧を作用させることで、ベルトの走行径を変化させて変速を実現するVベルト式無段階変速装置を搭載した車輛において、駆動プーリ回転速度信号または相当信号と、従動プーリ回転速度信号または相当信号とから実際の変速比の変化率を計算し、前記変速制御弁の制御指令を監視して得た変速制御弁流量と、Vベルトの周長一定という機構上の制約条件より、単位時間当たりの変速比の理論的変化率を予測し、前記実際の変速比の変化率と、前記理論的変化率とを比較して、Vベルトの滑べりの有無を検出し、ベルト滑りを検出したときにライン圧を増加させることを特徴とするVベルト式無段階変速装置の制御方法。

【請求項10】 V字状の溝間隔が各々可変である駆動プーリ及び従動プーリにVベルトを巻回してトルク伝動を行い、前記従動プーリ側に形成されたプーリ室内にライン圧を常時作用させると共に、前記駆動プーリ側に形

成されたプーリ室内に変速制御弁によってライン圧を調圧した油圧を作用させることで、ベルトの走行径を変化させて変速を実現するVベルト式無段階変速装置を搭載した車輛において、

駆動プーリ回転速度信号または相当信号と、従動プーリ回転速度信号または相当信号とから実際の変速比の変化率を計算する手段と、

前記変速制御弁の制御指令を監視して得た変速制御弁流量と、Vベルトの周長一定という機構上の制約条件より、単位時間当たりの変速比の理論的变化率を予測する手段と、

前記実際の変速比の変化率と、前記理論的变化率とを比較して、Vベルトの滑りの有無を検出し、ベルト滑りを検出したときにライン圧を増加させる手段とからなる制御装置を備えることを特徴とするVベルト式無段階変速装置を搭載した車輛。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は車輛の変速制御装置に係り、特に、Vベルト式無段階変速制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】近年、車輛の変速装置として、従来のトルクコンバータ式有段自動変速機に代わるものとして、より制御の自由度が大きい無段階変速機（CVT：Continuously Variable Transmission）の開発が盛んに行われている。このCVTの具体的な機構として、V字状溝間隔が各々可変である駆動プーリ及び従動プーリのプーリ室内に油圧を作用させて溝間隔を変え、それによってベルトの走行径を変化させて変速比を制御するVベルト式無段階変速装置がある。

【0003】このタイプの変速装置に関しては、駆動プーリ及び従動プーリの油圧による押し付け力を伝動トルクに対して必要最小限の値に制御することが重要となっている。これは、第1にはプーリの押し付け力を低下させてVベルトの耐久性を確保する目的と、第2にはオイル・ポンプの負荷を軽くして、ひいてはエンジン負荷を低減し燃費を向上させようとする2つの要請から出ている。

【0004】特公平2-45062号公報には、Vベルト式無段階変速装置のライン圧制御に関する技術が開示されている。この従来技術は、マイクロコンピュータの記憶装置内にエンジンの出力トルクと変速比に対応した2次元マップを設定しておき、それを検索することによって、必要最小限度のライン圧をオープン・ループで制御しようとしている。

【0005】また、この従来技術には、Vベルトの滑りを防止する為に、駆動プーリの押し付け圧Q1と従動プーリの押し付け圧Q2が、少なくとも次式1を満たさねばならないことが明示されている。

【0006】

【数1】

$$Q_1, Q_2 \geq \frac{T_{in} \cdot \cos \theta}{2 \cdot \mu \cdot R_{in}} \quad \text{----- (数1)}$$

【0007】ここで、 T_{in} ：駆動プーリに印可される入力トルク

θ ：プーリ溝頂角の2分の1

μ ：Vベルトとプーリ間の摩擦係数

R_{in} ：駆動プーリのベルト走行半径である。

【0008】また、駆動プーリの押し付け圧Q1と従動プーリの押し付け圧Q2が、上記の数式1を満足しない場合、Vベルトの滑りが発生するが、この現象の検出には、以下の技術が知られている。

【0009】特開昭63-62954号では、駆動プーリと従動プーリの一方または双方の軸方向移動量を検出して理論変速比を求めると同時に、駆動プーリと従動プーリの双方の回転数の比から実際の変速比を求め、両者の値が一致しないときにベルト滑りと判定する技術が知られている。

【0010】また、特開昭62-68142号では、駆動プーリと従動プーリの回転数比から求まる実変速比の値が、機構上の最大または最小変速比から外れた場合、若しくは、目標変速比と実変速比の偏差に基づいて決定された変速速度の値が、機構上の最大変速速度から外れた場合に、ベルト滑りと判定している。

【0011】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、特公平2-45062号公報に開示された従来技術に関しては、ライン圧をオープン・ループで制御する関係上、本来に必要な最小限度のライン圧をマップに格納しておくことができない。なぜならば、ベルト及びプーリの経時的な摩耗状態、加えて金属Vベルトの場合はベルトとプーリの界面間に入る変速油の特性によって摩擦係数が低下する為である。摩擦係数が低下すれば、上記の数式1から明らかなように、要求される必要ライン圧は増加する。

【0012】従ってこのことは、ライン圧値設定に際して、上記の数式1より導かれたライン圧値そのものだけではなく、経時変化、その他の要因による安全補償分を加味した大きめの値を設定しなければならないことを意味している。その分だけVベルトの幅方向に過大な加重がかかり、ベルト寿命を縮めたり、変速機構そのものの伝動効率を低下させたり、またオイルポンプの負荷を増加させて、エンジン効率を低下させる要因となる。

【0013】また、フェール・セーフの観点からみた場合にも、オープン・ループ制御には、不具合が発生した時に永久に動作の修正が行われないという欠点がある。即ち、制御装置が的確なライン圧の指示値を出力していても、何らかの原因でライン圧が低下した場合（オイルポンプの故障による吐出力低下、油圧系の圧力漏れ

等)、もはや走行が不可能となるという問題がある。

【0014】また、ベルトの滑りを検出する従来技術として、特開昭63-62954号では、理論的なベルト滑りを検出しているが、駆動プーリ若しくは従動プーリの軸方向の移動量を捉える為に、センサ若しくは特別なリンク機構を必要としており、コスト高になるという欠点がある。

【0015】更に、ベルトの滑りを検出する従来技術である特開昭62-68142号では、変速速度の値をベルトの滑り検出に用い、目標変速比と実変速比の偏差に基づいて決まる変速速度の値が、機構上の最大変速速度から外れた場合にベルトスリップと判定している。

【0016】しかしながら、この従来技術で述べるところの変速速度とは、目標変速比と実変速比の偏差に基づいて決定され、無段階変速機構が変速比を変化させるべき制御目標値のことであり、しかも、比べるべき機構上の最大変速速度がどのような根拠から決まるのかの理論的記述が明らかにされていない。

【0017】この従来技術の変速速度は、実変速比の挙動とは直接関係ない。なぜならば、目標変速比と実変速比の差の係数倍として導出されるからである。しかも、制御目標値として変速制御に使われるために、変速制御内容とベルト滑り検出が密接不可分となる。従って、制御内容が車種のマッチングによって変化した時に、ベルト滑りの検出感度も変化するという問題点を有し、変速制御とベルト滑り検出とが独立でないという問題を有する。

【0018】上述した従来技術の他にも、駆動側プーリの回転速度センサと、従動側プーリの回転速度センサと、CVTの入力軸のトルクセンサと、CVTの出力軸のトルクセンサを設け、これらの検出値からベルト滑りを検出する特開昭58-214054号公報記載の従来技術や、同じく駆動側、従動側プーリの夫々の回転速度を検出するセンサと、Vベルトの速度を検出するセンサとを設け、これらの検出値からベルト滑りを検出する特開昭62-292950号公報記載の従来技術や、同じく駆動側、従動側プーリの夫々の回転速度を検出するセンサと、プーリの軸方向のストローク量を検出して変速比を検出するストロークセンサとを設け、これにの検出値からベルト滑りを検出する実開平1-156349号公報記載の従来技術があるが、いずれもベルト滑り検出用に新たに設けるセンサ数が多く、コスト的に不利になるという問題がある。

【0019】本発明の目的は、上述した従来技術の問題点を解決し、ソフト処理にて特別なセンサを不要とし、変速制御内容とベルト滑り検出機構とが各々独立で変速制御内容の変化に影響されることのないVベルト式無段階変速装置等を提供することにある。

【0020】

【課題を解決するための手段】上記目的は、Vベルト式

無段階変速装置のライン圧を制御するにあたって、ベルト滑りを自己検知する手段を設け、ベルト滑りが検知されたときライン圧を所定分増加させることで、達成される(請求項1, 9, 10)。

【0021】上記目的はまた、ライン圧制御の基本値となる各運転状態別のライン圧値をマイクロコンピュータ内のRAM(Random Access Memory)に保持しておき、要求圧力が不足しベルト滑りが発生したときに、RAM上の該当する値を増加方向に修正し、ライン圧値を常に最適な値に制御する学習手段を設けることで、達成される(請求項2)。

【0022】上記目的はまた、ベルト滑りが発生したときに、請求項1のようにライン圧を制御するのではなく、変速比を低下させることによって、これに対処する手段を設けることで、達成される(請求項3)。

【0023】上記目的はまた、ベルト滑りがあった時の時点及びその時の運転状態をRAMの中に記憶しておき、運転者若しくは整備者にその情報を伝え、自己診断することで、達成される(請求項4)。

【0024】上記目的はまた、ベルト滑りが発生したときにライン圧を増加させるのではなく、電子的に制御されるスロットル弁制御装置にその情報を送り、スロットル弁開度を低下させて吸入空気量を減少させ、エンジントルクを低下させてベルト滑りを防止することで、達成される(請求項5)。

【0025】上記目的はまた、ベルト滑りが発生したときに、請求項5と同様にライン圧を増加させるのではなく、エンジン制御装置にその情報を送り、エンジンの点火進角度を遅角させてエンジントルクを低下させ、ベルト滑りを防止することで、達成される(請求項6)。

【0026】上記目的はまた、請求項6の代替として、ベルト滑りが発生したときに、請求項6の様にエンジン制御装置にその情報を送るのは同様であるが、エンジンの点火進角度を遅角させるのではなく、エンジンに供給される燃料を減量してエンジントルクを低下させ、ベルト滑りを防止することで、達成される(請求項7)。

【0027】

【作用】上記の各請求項の発明では、新たにベルト滑り検出用に用意するセンサとしては、駆動側、従動側の夫々のプーリ回転速度信号あるいは相当信号を検出するセンサを設けるだけで済む。

【0028】請求項1, 9, 10の発明は、Vベルト式無段階変速装置において、ベルトの滑りを検出する機構について述べたものである。Vベルトの周長が一定であるという幾何学的条件から、変速制御弁に所定の流量変化を与えているときの変速比の変化率は、一意に求められる。これと、実際に変速制御弁を変化させている時の実変速比の時間変化から、実際の変速比変化率を求め、前記の値と比較することによってベルトの滑りが検出可能となる。

【0029】なぜならば、Vベルト式無段階変速装置においてのベルト走行径は、前記の幾何学的制約条件を満足する値しかとりえない。しかしながら、プーリの押し付け圧が不足し、ベルト滑りが発生した場合、等価的にベルト周長が伸びたと同様の効果を与えるからである。変速比はLow側（大きな値側）に、変化率大で変化する。

【0030】変速制御弁流量とベルトの幾何学的制約から理論的な変速比の変化率を予測する機構が、請求項1の「理論変速変化率予測手段」、実際の変速比の変化率を計算するのが請求項1の「実変速変化率計算手段」である。従ってこれら二つの値を比較することによって、上記幾何学的関係の破綻を検出することができ、ひいてはベルトの滑りを検出する作用を呈する。よって、このベルト滑り検出の作用は、他の請求項記載の発明に於ける構成の基本的かつ必須のものである。

【0031】請求項1ではこれに加え、ベルト滑り検出時にライン圧を所定分増加させてベルト滑りを解消させる機能を実現している。このライン圧の増加は、変速比変化の応答を見ながら、ベルト滑りの検出ごとに行われる。従って、オイルポンプの故障による吐出力低下、油圧系の圧力漏れ等の原因でライン圧が指示値に対して低下した場合でも、本発明では可能な限り修復を試みる。

【0032】請求項2は、ライン圧値を書き換え可能な記憶装置上のマップとして保持し、上記ベルト滑り検出機構の判定値を教師信号として利用し、値を更新することによって、ライン圧値の学習制御を行う。

【0033】請求項3は、ベルト滑りが発生したときに変速比を低下させることによってこれを回避する。前記数式1で明らかなように、ベルトが滑らない為に必要なプーリ押し付け圧は、駆動プーリのベルト走行径に反比例する。従って、変速比を低下させて、この走行径を増せばベルト滑りを停止させることができる。

【0034】請求項4は、上記ベルト滑り検出機構の判定値を自己診断に応用したものである。これにより冗長なセンサ類を追加すること無しに自己診断機能を強化することができる。

【0035】請求項5は、ベルト滑りが発生したときにスロットル開度を低下させ、エンジントルクを抑制してこれを回避する。前記数式1で明らかなように、ベルトが滑らない為に必要なプーリ押し付け圧は、駆動プーリに印可される入力トルク、即ちエンジントルクに比例する。従って、エンジントルクを抑制すればベルト滑りを停止させることができる。

【0036】ベルト滑りは、エンジンの発生トルクが大きく、かつ変速比が大きい領域で発生しやすい。ベルト滑りがいったん発生すると、プーリとベルト間の摩擦係数低下とあいまって、エンジンは吹けあがる方向にある。従って、フェール・セーフとして見た場合は、エンジントルクを抑制する方が理にかなっており、応答速度

も速い。

【0037】請求項6及び請求項7は、前記請求項第5と同様にエンジントルクを抑制してベルト滑りを回避する。本構成では、無段階変速装置とエンジン制御装置が協調動作をすれば良いので、現今の車輛の部品構成を利用して簡便に実行できる利点がある。

【0038】

【実施例】以下、本発明の一実施例を図面を参照して説明する。図1は、本発明の一実施例に係るVベルト式無段階変速機とその制御装置を搭載した車両の全体構成図である。エンジン1より発生したトルクは、直結可能な（これをロック・アップ機能付きと称する。）トルク・コンバータ2を介して、Vベルト式無段階変速機の駆動プーリ3に入力される。駆動プーリ3に入力されたトルクは、Vベルト4を通じて従動プーリ5に伝動される。

【0039】駆動プーリ3及び従動プーリ5は、各々2枚の対向した回転板を備え、一方の回転板が固定され、他方が油圧作用により回転軸方向に位置変化を行うよう作られている。これにより、プーリの隙間間隔が調整され、ひいてはVベルトの走行径が変化して変速作用を行う。変速作用を受けて従動プーリ5に伝えられたトルクは、終減速機6に入り、最後に駆動輪7へ伝えられる。

【0040】一方、油圧系の経路を述べると、オイル溜まり9からオイル・フィルタ10を通してポンプ11によって吸引された油が、油路8に吐出されている。油路8の油圧は、一般にライン圧と呼ばれているもので、ライン圧制御弁12によって調圧されており、変速動作の基礎圧力となる。

【0041】ライン圧制御弁12は電磁式比例制御弁であり、マイクロコンピュータを内蔵した無段階変速制御装置15内で計算された指示圧力を、電気経路16により受け取り、電磁/油圧変換を行って、ライン圧を制御する。

【0042】ライン圧は、油路8を通して従動プーリシリンドラ油室5aに導かれるとともに、変速制御弁13を通して適当に減圧され、かつ油路14を通して駆動プーリシリンドラ油室3aにも導かれている。

【0043】変速制御弁13は電磁式比例制御弁であり、ライン圧制御弁12と同じく無段階変速制御装置15より電気経路17を通して信号を受け取り、電磁/油圧変換を行って、油路14の油圧を制御する。

【0044】ここで注意すべきことは、電気経路17に流れる信号は、油路14の油圧の絶対圧を指示し、油路14の油圧のライン圧（油路8の油圧）に対する比率を指示するのではないということである。また、この指示値がライン圧より大きくなっても、駆動プーリシリンドラ油室3aの圧力の上限は、ライン圧で制限される。よって、油路14の油圧は、ライン圧以上に制御されることはない。

【0045】これを考慮して、駆動プーリシリンドラ油室

3aの軸方向の受圧面積は、従動プーリシリンダ油室5aのそれに対し、ほぼ2倍に設定されている。これにより、駆動プーリ3のベルト押し付け圧は、従動プーリ5の押し付け圧を越える範囲まで制御可能で、任意の押し付け圧比（駆動プーリ押し付け圧と従動プーリ押し付け圧の比）を実現できる。従って、高変速比（Low側）から低変速比（High側）まで、ライン圧制御弁12と変速制御弁13のみで操作することができる。

【0046】駆動プーリ回転速度センサ18は、駆動プーリ3の回転速度を無段階変速制御装置15に電気信号として伝える。このセンサ18は、トルク・コンバータ2の直結・非直結情報及びポンプとタービンの回転数比が分かるならば、エンジン回転速度センサ20により代用することも可能である。

【0047】また、従動プーリ回転速度センサ19は、従動プーリ5の回転速度を無段階変速制御装置15に電気信号として伝える。なお、従動プーリ回転速度センサ19は、直接従動プーリ5の回転速度を検出するものでなくても良く、車輛の駆動軸及び終減速機の回転速度（即ち車速）を検出するものであっても良い。

【0048】無段階変速制御装置15は、これら、駆動プーリ3と従動プーリ5の回転速度の比を取ることであり、実変速比を計算する。

【0049】エンジン回転速度センサ20とスロットルセンサ21は、エンジン発生トルクを推定するときに必要な信号を与える。エンジン回転速度センサ20の代わりに、エンジン制御装置25で使用するクランク角信号若しくは点火時期信号を用いても良い。また、スロットルセンサ21は、エンジンの吸気管負圧若しくは質量空気流量を捉えるセンサに代えることも可能である。

【0050】上記の実施例とは別に、図1中に併せて図示するスロットル弁制御装置23と電子制御スロットル装置22は、請求項5の構成に必要な要素である。スロットル弁制御装置23は、電子制御スロットル装置22にスロットル弁開度信号を送ることにより、エンジンの吸入空気量を制御している。この装置23は、無段階変速制御装置15がベルト滑りを検出したときに電気経路24を通して指令された信号を受け、スロットル弁の開度を低下させ、エンジンの発生トルクを抑制する。

【0051】エンジン制御装置25は、請求項6及び請求項7の構成に必要な要素である。この装置25は、エンジンの点火時期信号26と燃料噴射信号27を制御している。装置25は、無段階変速制御装置15がベルト滑りを検出したときに電気経路28を通して指令された信号を受け、請求項6の構成で点火時期信号26をリタードさせて、また請求項7の構成で燃料噴射信号27を正規量より減量し、エンジンの発生トルクを抑制する。

【0052】図2は、無段階変速制御装置15の内部構成を示すブロック図である。図2に示す内部構成の各要

素は、主に無段階変速制御装置15に内蔵されているマイクロコンピュータの制御ソフトウェアによって実現される。内部構成のうち、枠30で囲ったブロックが、請求項1の構成要素を基本とする部分である。

【0053】実変速比計算手段31は、駆動プーリ回転速度センサ18と従動プーリ回転速度センサ19から得られた速度の比を取り、実変速比信号32を出力する。また、実変速変化率検出手段33は、変速指示手段34の変速制御弁13に対する制御量の更新中に、実変速比信号32の時系列値間の差分を取り、実変速変化率信号35（ Δi として後述）を出力する。

【0054】一方、理論変速変化率検出手段36は、前記実変速比信号32及びエンジン回転速度センサ20、スロットルセンサ21、変速制御弁13の制御量の各情報から、理論変速変化率信号37（ Δi_0 として後述）を出力する。なお、この理論変速変化率検出手段36は、変速指示手段34の変速制御弁13に対する出力を監視するだけであり、変速を制御する部分とは独立である。

【0055】ベルト滑り検出手段38は、前記実変速変化率信号35と理論変速変化率信号37を比較し、前者が後者より大きくなった時点でベルト滑り検出信号39を出力する。

【0056】請求項1の発明では、この信号39はライン圧指示手段40に送られ、ライン圧制御弁12の制御量を変更して、ライン圧を所定分高める動作が行われる。

【0057】請求項2の発明では、このベルト滑り検出信号39は、図2中に併せて図示するライン圧マップ記憶手段41に送られる。ライン圧マップ記憶手段41は、運転条件に合わせたライン圧値の発生をライン圧指示手段40に指令している。従って、ライン圧マップ記憶手段41は、ベルト滑り検出信号39を教師信号として、該当する運転条件のライン圧値をベルト滑りがないように学習し、記憶することができる。

【0058】請求項3の発明では、このベルト滑り検出信号39は、図2中に併せて図示する変速指示手段34に送られる。変速指示手段34は、ベルト滑りを検出した時に、変速比を減少させてベルト滑りを防止する。

【0059】請求項4の発明では、このベルト滑り検出信号39は、図2中に併せて図示する自己診断記憶手段42に送られる。自己診断記憶手段42は、ベルト滑りの事象及び発生した運転状況を記憶して、システムの自己診断機能を強化することができる。

【0060】請求項5の発明では、このベルト滑り検出信号39は、図2中に併せて図示する外部のスロットル弁制御装置23に電気経路24を通して送られる。スロットル弁制御装置23は、この指令を受けてスロットル弁開度を操作し、エンジントルクを所定量低下させることによりベルト滑りの抑制を行う。

【0061】請求項6及び請求項7の発明では、このベルト滑り検出信号39は、図2中に併せて図示する外部のエンジン制御装置25に電気経路28を通して送られる。エンジン制御装置25は、この指令を受けて、請求項6の発明においては点火時期をリタードさせ、また請求項7の発明においては燃料の減量を行って、エンジントルクを所定量低下させベルト滑りの抑制を行う。

【0062】請求項2から請求項7の発明の各形態において、ベルト滑り検出信号39の信号伝達経路は、図2中にベルト滑り検出信号39から分岐する波線として示されている。

【0063】上述した構成要件のうち、最も重要なものは理論変速変化率検出手段36である。以下、このブロックの動作原理を説明する。Vベルトの幾何学的な形態を、図3に示す。図3中の記号の説明を述べると、

Rin : 駆動プーリ3のベルト走行径

Rout : 従動プーリ5のベルト走行径

a : 駆動プーリと従動プーリ間の軸間距離

$$\begin{aligned} L &= Rin(\pi + 2\phi) + Rout(\pi - 2\phi) + 2a \cos \phi \\ &= Rin\{(\pi + 2\phi) + i(\pi - 2\phi)\} + 2a \cos \phi \end{aligned} \quad \text{--- (数3)}$$

【0068】

$$\phi = \sin^{-1} \frac{Rin - Rout}{a} = \sin^{-1} \left(\frac{1-i}{a} Rin \right) \quad \text{--- (数4)}$$

【0069】これらの数式3と数式4を連立させて、

【数5】

【0070】

$$\sin^{-1} x \approx x, \quad \cos^{-1} x \approx 1 - \frac{1}{2} x^2 \quad \text{--- (数5)}$$

【0071】の近似を用い、変速比*i*に付いて解くと、

【数6】

【0072】

$$i = \frac{\sqrt{a^2 \pi^2 - 8a \pi Rin - 8a^2 + 4aL} - a\pi + 2Rin}{2Rin} \quad \text{--- (数6)}$$

【0073】が得られる。また、Rinに付いて解くと、

【数7】

【0074】

$$Rin = \frac{\sqrt{a^2 \pi^2 (1+i)^2 - 4a(1-i)^2(2a-L) - a\pi(1+i)}}{2(1-i)^2} \quad \text{--- (数7)}$$

【0075】が得られる。従って、駆動プーリ3におけるVベルトの走行径Rinの変化に対する変速比*i*の変化率は、数式6をRinで微分することにより、次式となる。

る。

【0076】

【数8】

$$\frac{di}{dRin} = \frac{a\pi}{2Rin^2} - \frac{a^2 \pi^2 - 4a \pi Rin - 8a^2 + 4aL}{2Rin^2 \sqrt{a^2 \pi^2 - 8a \pi Rin - 8a^2 + 4aL}} \quad \text{--- (数8)}$$

【0077】次に駆動プーリシリンダ油室3aの体積変化に対する、変速比*i*の変化率を求める。

【0078】駆動プーリ3の断面を図4に示す。図4中の記号の説明を述べると、

Vd : 最大変速比の時（プーリシリンダが最も縮んだ時）の、駆動プーリシリンダ油室3aの体積、即ち変速

L : Vベルトのベルト周長

ψ : 各プーリの中心間をつなぐ線に、各プーリの中心より立てた垂線に対して、プーリとVベルトとの接点が開る離角前記垂線を基準として、図3中右側を正值、左側を負値としラジアンで表すである。

【0064】ここに於いて、Vベルト変速機構の変速比*i*は、

【0065】

【数2】

$$i = \frac{Rout}{Rin} \quad \text{--- (数2)}$$

【0066】と表され、ベルト周長*L*が一定であるという幾何学的制約と前記数式2より、以下の数式3、4が導かれる。

【0067】

【数3】

動作に寄与しないデッドボリュウム

S : 駆動プーリシリンダ油室3aの等価投影底面積

LP : 駆動プーリ3の可動側の軸方向ストローク量

Rin0 : 最大変速比の時の、Vベルトの最小走行径

θ : プーリとベルトの接触面での半シープ角（プーリ溝頂角の2分の1）

となる。

【0079】ここで、駆動プーリシリンダ油室3aの体積をVPとすると以下の関係式が成立する。

【0080】

【数9】

$$\left. \begin{aligned} V_P &= V_d + S \cdot L_P \\ L_P &= 2(R_{in} - R_{in0}) \tan \theta \end{aligned} \right\} \text{----- (数9)}$$

【0081】数式9の2式を連立させ、LPを消去すると次式となる。

【0082】

【数10】

$$R_{in} = \frac{V_P - V_d}{2S \tan \theta} + R_{in0} \text{----- (数10)}$$

$$\frac{d i}{d V_P} = \frac{d i}{d R_{in}} \cdot \frac{d R_{in}}{d V_P}$$

$$= \frac{1}{2S \tan \theta} \left(\frac{a \pi}{2R_{in}^2} - \frac{a^2 \pi^2 - 4a \pi R_{in} - 8a^2 + 4a L}{2R_{in}^2 \sqrt{a^2 \pi^2 - 8a \pi R_{in} - 8a^2 + 4a L}} \right) \text{----- (数12)}$$

【0087】一方、変速制御弁13の流量をQとした時、油を非圧縮性流体と仮定すると、 $\Delta V_P = Q$ が成り立つ。これを用いることにより変速比iの単位時間当た

$$\Delta i_0 = \frac{d i}{d V_P} \cdot \Delta V_P = \frac{d i}{d V_P} \cdot Q \text{----- (数13)}$$

【0089】従って以上の議論より、任意の変速比iに対するRinは数式7より求めることができ、求められたRinを用いてdi/dVPを数式12より計算することができる。また、変速制御弁13の流量Qが分かれば、数式12の値を用いて、数式13を解くことができる。

【0090】よって、di/dVP=f(i)なるテーブルf(i)を予め計算して、理論変速変化率検出手段36の中に設定しておくことができる。実変速比iからこのテーブルを引き、変速制御弁流量Qを乗ずることにより、ベルト滑りがないときの変速比変化率 Δi_0 は計算可能である。

【0091】次に、上記の数式13の計算に必要な

$$\frac{Q_1}{\pi + 2\phi} \tan(\theta + \tan^{-1} \mu) - \frac{Q_2}{\pi - 2\phi} \tan(\theta + \tan^{-1} \mu) = \frac{T_{in}}{2R_{in}} \cdot A \text{----- (数14)}$$

【0094】上式のQ1、Q2は、前述したように、駆動プーリ3と従動プーリ5のVベルト4に対する軸方向の押し付け圧である。また、Aは実験係数であり、通常の使用状態では定数として扱って良い。

【0095】ここで、Q1=kQ2となるような、プーリ間

$$4B\phi^2 - 2(k+1)R_{in} \cdot \phi + \pi(k-1)R_{in} - B\pi^2 = 0 \text{----- (数15)}$$

【0097】但し、上式15中の定数Bは、以下のよう

に定義される。

【0098】

【数16】

【0083】従って、駆動プーリシリンダ油室3aの体積変化に対する駆動プーリベルト走行径の変化率は、数式10をVPで微分することにより、次式となる。

【0084】

【数11】

$$\frac{d R_{in}}{d V_P} = \frac{1}{2S \tan \theta} \text{----- (数11)}$$

【0085】よって、数式8と数式11より駆動プーリシリンダ油室3aの体積変化に対する変速比iの変化率が求められて、次式となる。

【0086】

【数12】

りの理論的変化率 Δi_0 は、次式から得られる。

【0088】

【数13】

る、変速制御弁13の流量Qを求める方法を以下に簡単に説明しておく。変速制御弁13の流量を求めるためには、圧力制御式比例電磁弁では、駆動プーリシリンダ油室3aの圧力を推定することが重要となってくる。この圧力を推定する手法を先に示す。

【0092】一般に、プーリとVベルトとの間には、次のような理論式14が成立することが知られている（小笠原：Vベルト自動変速機の変速特性：生産研究 Vol. 14, No. 6, pp183-186 (1962)）。

【0093】

【数14】

の押し付け圧比kを導入する。すると、数式14は以下のように変形できる。

【0096】

【数15】

$$B = \frac{T_{in} \cdot A}{2Q_2 \tan(\theta + \tan^{-1} \mu)} \text{----- (数16)}$$

【0099】数式15の方程式を ϕ について解くと、次式となる。

【0100】

【数17】

$$\phi = \frac{2(k+1)Rin - \sqrt{4(k+1)^2 Rin^2 - 16B\pi(k-1)Rin + 16B^2\pi^2}}{8B} \quad \text{--- (数17)}$$

【0101】一方、前述の数式3、数式4を、Rinについて解くと、次式となる。

【0102】

【数18】

$$Rin = \frac{L - 2a \cos \phi + a(\pi - 2\phi) \sin \phi}{2\pi} \quad \text{--- (数18)}$$

【0103】数式16において、Tinはトルク・コンバータ2のロック・アップ時にはエンジントルクと等しく、また従動プーリの押し付け圧Q2は、ライン圧に比例する力（ライン圧と受圧面積の積）である。

【0104】従って、数式16中のTin/Q2のファクター、即ち言い換えるとエンジントルクとライン圧の比が与えられた場合、Bが一意に決定する。よって、予め数式17と数式18の相互の反復計算を行うことにより、任意の押し付け圧比kに対する ϕ とRinを決定することができる。

【0105】この反復計算の手順を、以下の数式19に示す。

【0106】

【数19】

$$\left. \begin{array}{l} \text{(数17) より } \phi = f_1(Rin) \\ \text{(数18) より } Rin = f_2(\phi) \end{array} \right\} \quad \text{--- (数19)}$$

【0107】Rinが求まれば、前述の数式6より変速比iは一意に求まるので、今までの議論より、次式が導かれる。

【0108】

【数20】

$$i = f_3\left(\frac{Tin}{Q_2}, k\right) = f_4\left(\frac{Te}{PL}, \frac{PP}{PL}\right) \quad \text{--- (数20)}$$

【0109】ここで、Teはエンジンの出力トルクを、PLはライン圧を、PPは駆動プーリシリンダ油室3a内の圧力を表す。即ち、数式20の意味は、Tin/Q2と押し付け圧比kから変速比iが求まるならば、TinはTeと等しく、kはPP/PLに比例するので、Te/PLとPP/PLの値の組に対しても必要かつ十分に求められるということである。

【0110】従って、変速比iとTe/PLの値の組が与えられたときに、その時の圧力PPを推定する上式の逆関数f5を定義することができて、次式が導かれる。

【0111】

【数21】

$$\hat{P}_p = P_L \cdot f_5\left(\frac{Te}{P_L}, i\right) \quad \text{--- (数21)}$$

【0112】ここで、Teは前述のスロットルセンサ21とエンジン回転速度センサ20の値から容易に推定することができる。しかも、PLは、無段階変速制御装置15が自らライン圧指示手段40により計算した値であ

り、内部的に流用可能である。また、実変速比iとしては実変速比計算手段31の出力値32を流用することができる。

【0113】さらに、関数f5は、予め任意の変速比iとTe/PLの値の組に対して数式19の手順を用いて値を求め、理論変速変化率検出手段36の中にマップ化して格納することができる。従って、マイクロコンピュータの演算性能を持っても、十分実時間制御として実現可能である。

【0114】以上の議論で、駆動プーリシリンダ油室3a内の圧力PPを推定する手法を示した。PPの推定値が分かれば変速制御弁13の流量Qは簡単に求まる。即ち、その時の変速指示手段34が、変速制御弁13に電氣的に指令している指示圧力をP0とすると、以下の式が成立する。

【0115】

【数22】

$$Q = \begin{cases} k_U \cdot (P_L - \hat{P}_p) & : P_0 \geq \hat{P}_p \text{の時} \\ -k_D \cdot \hat{P}_p & : P_0 < \hat{P}_p \text{の時} \end{cases} \quad \text{--- (数22)}$$

【0116】ここで、kU、kDは、変速制御弁13のオリフイス特性により決まる比例定数である。従って、前述の如く、求まったQにより理論変速変化率検出手段36の中で(数13)を計算すれば、変速比変化率 Δi_0 を求めることができる。

【0117】ここで、変速比変化率 Δi_0 は、本発明の

ようにベルトの滑り検出に用いられるだけでなく、変速比の制御面においても、その利用価値が極めて高い。以下は、本発明とは直接関係ないが、 Δi_0 の応用として、これを変速制御弁の制御に用いた例を示す。

【0118】図5は、図2中の変速指示手段34の制御ブロック図である。図中、Ninは駆動プーリ3の回転速

度であり、 N_{in0} は駆動プーリ回転速度を収束させるべき目標値である。

【0119】一般に無段階変速装置の制御としては、車速とスロットル開度により求められた目標駆動プーリ回転数 N_{in0} に、 N_{in} を追従させるよう変速比の制御が行われる。この N_{in} と N_{in0} との偏差は、比例ゲイン $K1$ 、微分ゲイン $K2$ で処理された後、積分器50に変速制御弁13の制御量として蓄積される。積分器50を使う根拠は、一般に油圧回路を含む機構はむだ時間系であり、積分偏差（オフセット）を補償するためである。

【0120】図示の比例ゲインと微分ゲインの加算点であるブロック51は、近年では制御性を改善するため、図示のブロック52のようにファジィ制御器で置き換えられることもよく行われている。

【0121】ここで問題となるのは、系がむだ時間系であるために、収束の過程で一時 N_{in} と N_{in0} が一致しても、それ以上の行き過ぎ制御量が積分器50に蓄積されており、 N_{in} が N_{in0} 近傍で停止せずに大きなオーバーシュートを生じるということである。変速比変化率 Δi_0 を用いると、この制御動作の行き過ぎを制限するための判定値を与えることができる。

【0122】ブロック53は、この判定値を計算して、比較器55の一端に与えている。ここで、 i は計測された現在の実変速比、 i_0 は N_{in0} を現在の従動プーリ回転速度で換算した目標変速比である。

【0123】ブロック53内の式の意味は、変速比の偏差 $(i - i_0)$ を変速比変化率 (Δi_0) で割ることを示し、CVT機構からみた収束までの予測時間を与える。

【0124】また、比較器55のもう一端には、制御偏差 e を制御偏差の時間変化分 Δe で割った値が入力されている。これは即ちシステムの実際の動作面からみた収束までの予測時間を与える。比較器55は、この両者の値を比較して、ほぼ一致したときに、スイッチ56に指示を送り積分器の入力を遮断し、行き過ぎ制御量の蓄積を防止する。

【0125】従って、変速制御弁13の制御量として、CVT機構が理論的に取りうる最大変速速度を指示できるが、意図した値以上に行き過ぎない。これにより、応答性の向上とオーバーシュートの抑制とを両立させることができる。よって目標値 N_{in0} に対する追従性が増すために、燃費の良い変速制御が実現可能である。

【0126】以上述べた本発明によるベルト滑り検出機構の動作手順を、フローチャートにして図6から図12に示す。図6以降のフローチャートは、実変速変化率を計算する時間間隔毎に、周期的に起動される。

【0127】ステップ60では、変速制御弁の制御量が更新中で変速動作を行っていれば、ステップ61に、そうでなければステップ73に進む。ステップ73では、将来のベルト滑り判定に備えて実変速比 i を計算しておく。ステップ61では、前述したように変速制御弁の流

量 Q が求められ、続くステップ62で理論的な変速比変化率 Δi_0 が計算される。

【0128】変速制御弁の制御量が更新されている期間中であるので、その結果として実変速比が変化する。この新しい実変速比を計算するのがステップ63であり、図2の実変速比計算手段31においてなされる。前回の実変速比は、ステップ73において計算され、ステップ74において記憶されているので、ステップ64においては、両者の値の差分を取って、実変速変化率 Δi を求める。なお、この計算は、図2においては、実変速変化率検出手段33で行われる。

【0129】ステップ65では、以上求めた Δi と Δi_0 の値を比較して、ベルト滑りの検出が行われる。ベルト滑りを検出すれば、ステップ66に進み、検出しなければステップ74に進む。このベルト滑り検出は、図2においては、ベルト滑り検出手段38で行われる。

【0130】ステップ66は、請求項1の発明に係る制御方法によるもので、ベルト滑りを検出したときに、ライン圧を所定分増加させ、ベルト滑りを抑制する。

【0131】図7のフローチャートは、請求項2の発明に係る方法によるものである。図6と比べてステップ66がステップ67に置き換わっている。ステップ65においてベルト滑りを検出しなければ、ステップ67aでライン圧制御の基準値である当該運転状態のライン圧マップ値を所定の時定数で減少させる。逆に、ベルト滑りを検出したならば、ステップ67bにおいて該ライン圧マップ値を所定分増加修正する。この方法により、該当する運転状態での最適なライン圧値の学習が可能となる。

【0132】以上述べたライン圧値の修正方式の違いは、図2のライン圧マップ記憶手段に履歴を残さない一過性の制御か、履歴を残す学習制御かの違いであり、ステップ66とステップ67は、方式上排他的に用いられることは言うまでもない。

【0133】図8のフローチャートは、請求項3の発明に係る方法によるものであり、図6と比べてステップ66がステップ68に置き換わっている。図6と違って、ベルト滑りを検出したときに変速比を一時的に低下させてこれを回避する。変速比を低下させて、駆動プーリのベルト走行径を増せば、必要とするライン圧は低い値でよいからである。これは、オイル・ポンプ等の故障でライン圧値を修正してベルト滑りを停止させることができない場合、即ちライン圧のフェールセーフに用いることができる。

【0134】図9のフローチャートは、請求項4の発明に係る方法によるものであり、図6と比べてステップ66がステップ69に置き換わっている。前記の実施例と違って、変速比変化率 Δi_0 によるベルト滑り検出手段を自己診断に応用したものである。これにより、無段階変速制御装置に元から具備されている必要最低限のセン

サでベルト滑りを検出することができ、コストメリットが大きい。

【0135】図10のフローチャートは、請求項5の発明に係る方法によるものであり、図6と比べてステップ66がステップ70に置き換わっている。本フローチャートに於いては、図1中に示した電子制御スロットル装置22とスロットル弁制御装置23が、構成要素として必要となる。ベルト滑りを検出したときにスロットル弁制御装置23にスロットル弁開度の低下指示を出してエンジントルクを抑制し、ベルト滑りを停止させる。

【0136】図11のフローチャートは、請求項6の発明に係る方法によるものであり、図6と比べてステップ66がステップ71に置き換わっている。本フローチャートに於いては、図1中に示したエンジン制御装置25が構成要素として必要となる。ベルト滑りを検出したときにエンジン制御装置25に点火時期のリタード指示信号を出し、エンジントルクを抑制する。この機能ステップは、図10のフローチャートのステップ70と同様の主旨を手段を換えて実現したものである。

【0137】図12のフローチャートは、請求項7の発明に係る方法によるものであり、図6と比べてステップ66がステップ72に置き換わっている。本フローチャートに於いても、エンジン制御装置25が構成要素として必要となる。ベルト滑りを検出したときにエンジン制御装置25に燃料噴射の減量指示信号を出し、エンジントルクを抑制する効果は図11と同様である。

【0138】

【発明の効果】本発明によると、実変速比の変化率を見てベルト滑りを検出するための判定基準値を、簡便にシステムに付与することができる。従って、ベルト滑り検出用の特別なセンサを必要とせず、コストの上昇を伴わないという効果がある。

【0139】また、このベルト滑り検出機構は、変速制御とは独立であり、変速制御内容のマッチングによる変化及び機種毎の変化に左右されないという利点を持っている。

【0140】加えて、ベルト滑り判定基準値の導出においては、計算過程の大部分を予め数値計算で求めたテーブルを検索することで実行できる。これにより、数値演算性能が弱いマイクロコンピュータを応用した装置であっても、満足すべき実時間応答性が得られると言う効果がある。

【0141】また、ベルト滑りを検出したときに、ライン圧を増加させることによりベルト滑りを抑制し、ベルトの耐久性や、プーリのシーブ面を摩耗から速やかに保護するという効果がある。しかも、この保護動作は、クローズド・ループ制御によりベルト滑りが検出されなくなるまで繰り返し行われるので、システムの頑健性を高めるという効果もある。

【0142】一方、このベルト滑り信号を教師信号とし

て、該当運転状態のライン圧値を修正することにより、ライン圧の学習制御が実現できる。この学習制御においては、予め経時変化を見越して、ライン圧を多めに設定するというを行わずともよい。従って、常時必要最小限のライン圧でシステムが動作する為、ポンプ負荷を低減でき、車輛の燃費向上に大幅に寄与するという効果がある。またプーリの押し付け圧力が適度に調整される為、Vベルト式無段階変速装置自体の動力伝達効率も向上するので、併せて燃費向上に寄与する効果大きい。

【0143】更に、ベルト滑りを検出したときに変速比を低下させて、これを抑制するという手法も示されている。ポンプ吐出圧が何らかの原因で低下したとき、ライン圧増加によらないでベルト滑りを抑制できるので、ベルトとプーリのフェールセーフ的な保護に効果がある。

【0144】また、このベルト滑りの検出は、システムの自己診断機能を大幅に強化するという効果もある。ベルト滑りがあった時の時点及びその時の運転状態を記憶し、運転者若しくは整備者にその情報を伝えることにより、自己診断機能の上で大きな利便性を与える。しかも、ハード的な機構は何も付け加えずソフト処理により実行できるので、コストの上昇を招かない。

【0145】また、このベルト滑り検出信号は、他の制御機器、即ちスロットル弁制御装置及びエンジン制御装置ともやり取りすることができる。従って、ベルト滑りが発生すれば、外部機器と協調してエンジントルクを速やかに抑制する方策が取れる。

【0146】これは、エンジンの吹け上がりによる運転者の違和感を防止する為にも、またフェールセーフとして見た場合にシステムを安全側に制御する為にも、重要な制御手法となる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施例を示す全体構成図である。

【図2】無段階変速制御装置の内部構成図である。

【図3】Vベルトの幾何学的形態図である。

【図4】駆動プーリの幾何学的断面図である。

【図5】変速指示手段の制御ブロック図である。

【図6】請求項1に係る発明の一実施例を示すフローチャートである。

【図7】請求項2に係る発明の一実施例を示すフローチャートである。

【図8】請求項3に係る発明の一実施例を示すフローチャートである。

【図9】請求項4の発明に係る一実施例を示すフローチャートである。

【図10】請求項5の発明に係る一実施例を示すフローチャートである。

【図11】請求項6の発明に係る一実施例を示すフローチャートである。

【図12】請求項7の発明に係る一実施例を示すフローチャートである。

【符号の説明】

1…エンジン、2…トルク・コンバータ、3…駆動プーリ、3a…駆動プーリシリンダ油室、4…Vベルト、5…従動プーリ、5a…従動プーリシリンダ油室、6…終減速機、7…駆動輪、8…ライン圧の油路、9…オイル溜まり、10…オイル・フィルター、11…オイル・ポン

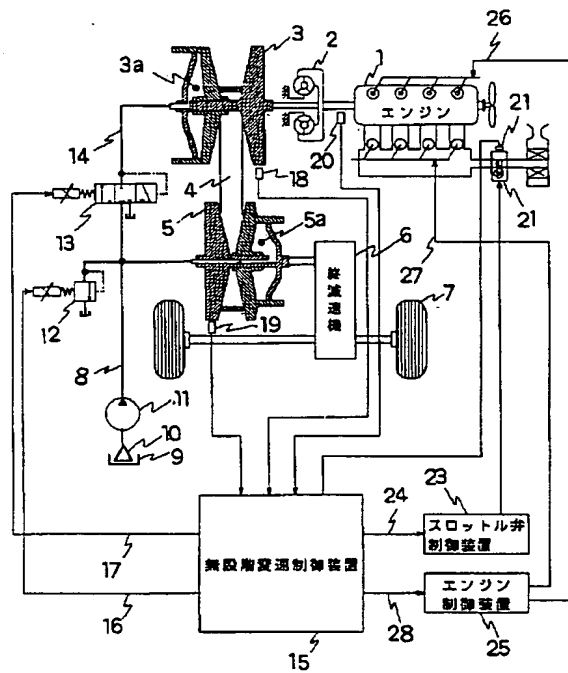
プ、12…ライン圧制御弁、13…変速制御弁、14…駆動プーリへの油路、15…無段階変速制御装置、18…駆動プーリ回転速度センサ、19…従動プーリ回転速度センサ、20…エンジン回転速度センサ、21…スロットルセンサ、22…電子制御スロットル装置、23…スロットル弁制御装置、25…エンジン制御装置。

【図1】

【図3】

【図1】

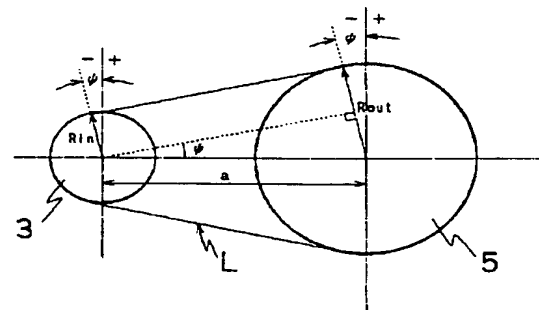
本発明の一実施例を示す全体構成図



【図4】

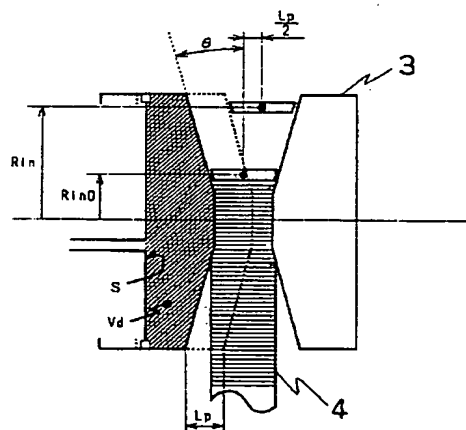
【図3】

Vベルトの幾何学的形態図



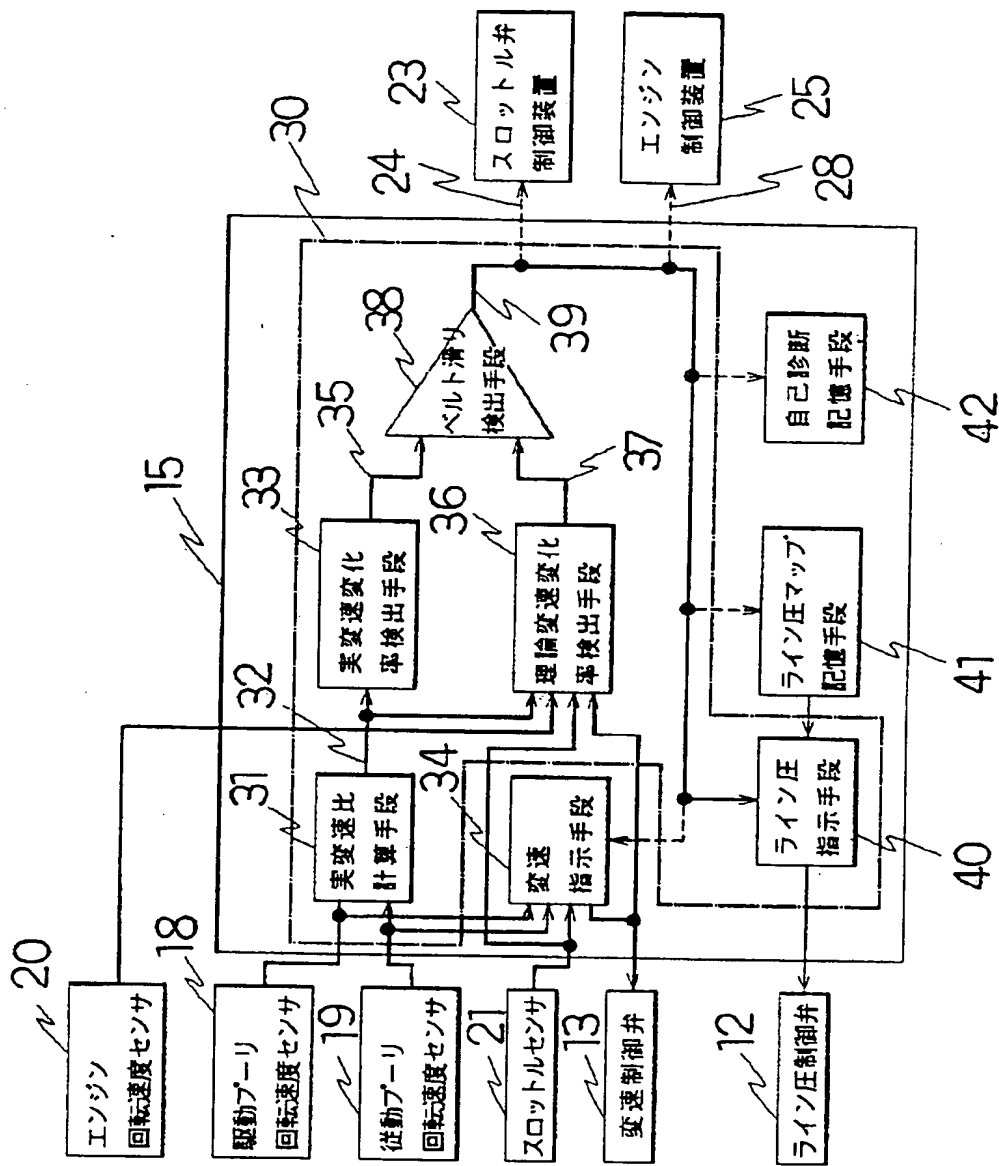
【図4】

駆動プーリの幾何学的断面図



【図2】

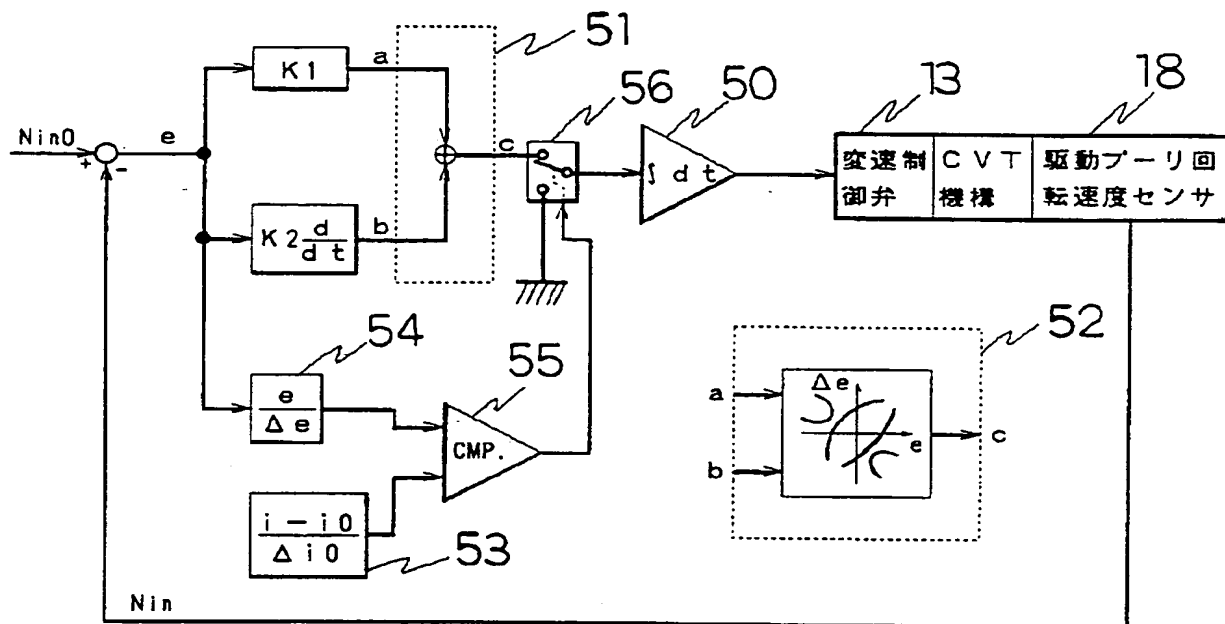
【図2】 無段階変速制御装置の内部構成図



【図5】

【図 5】

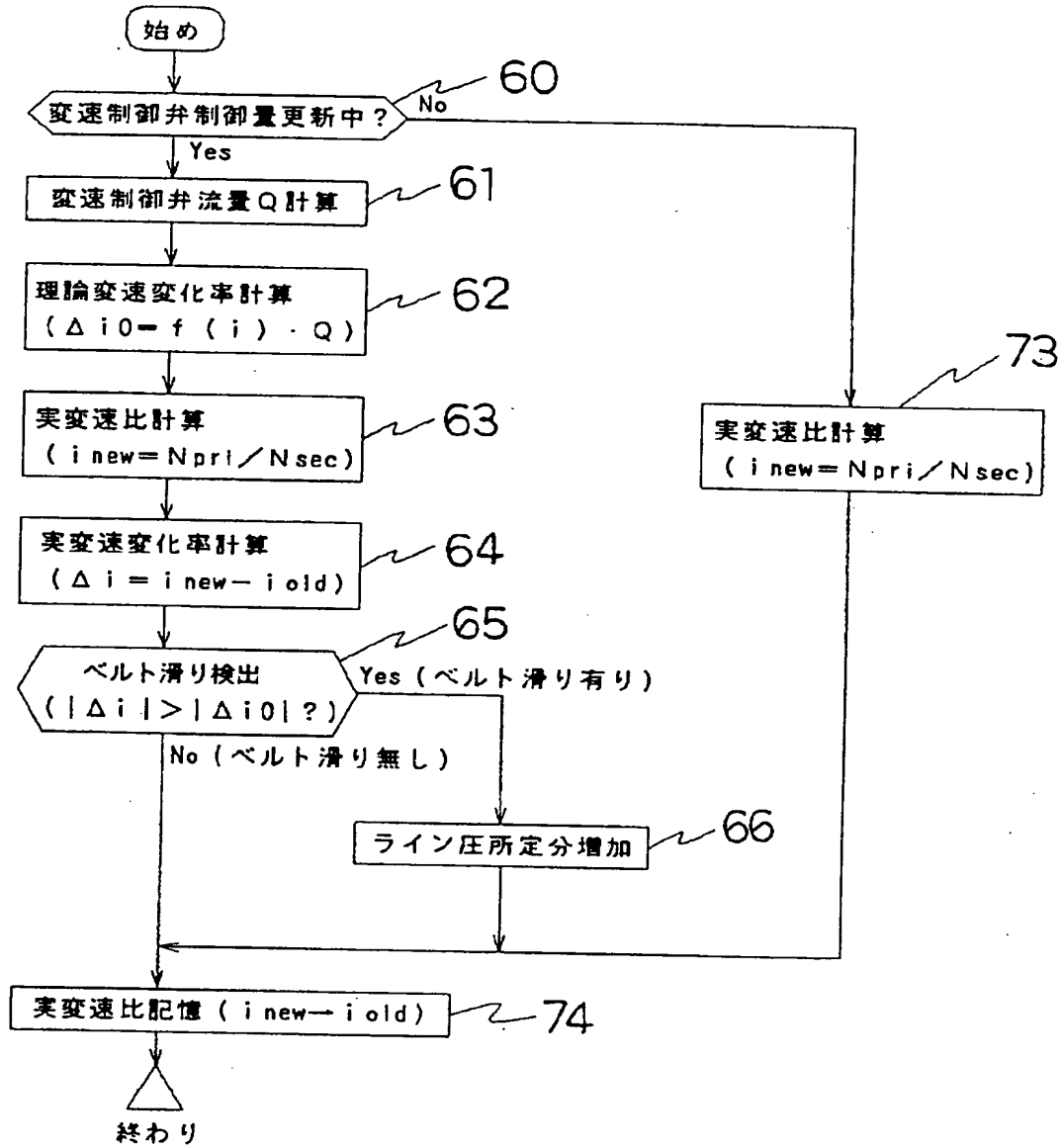
変速指示手段の制御ブロック図



【図6】

【図 6】

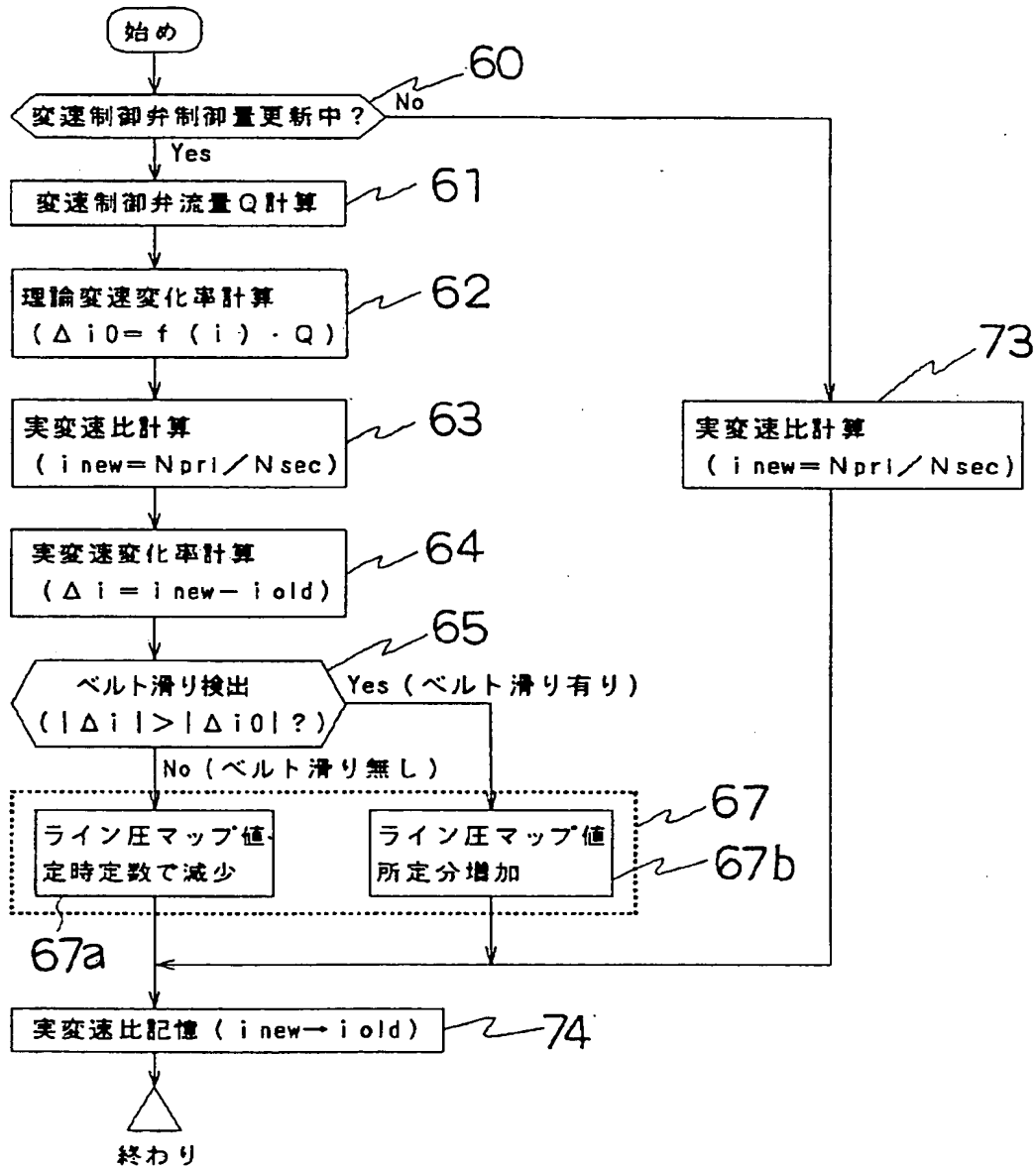
本発明の一実施例を示すフローチャート



【図7】

【図 7】

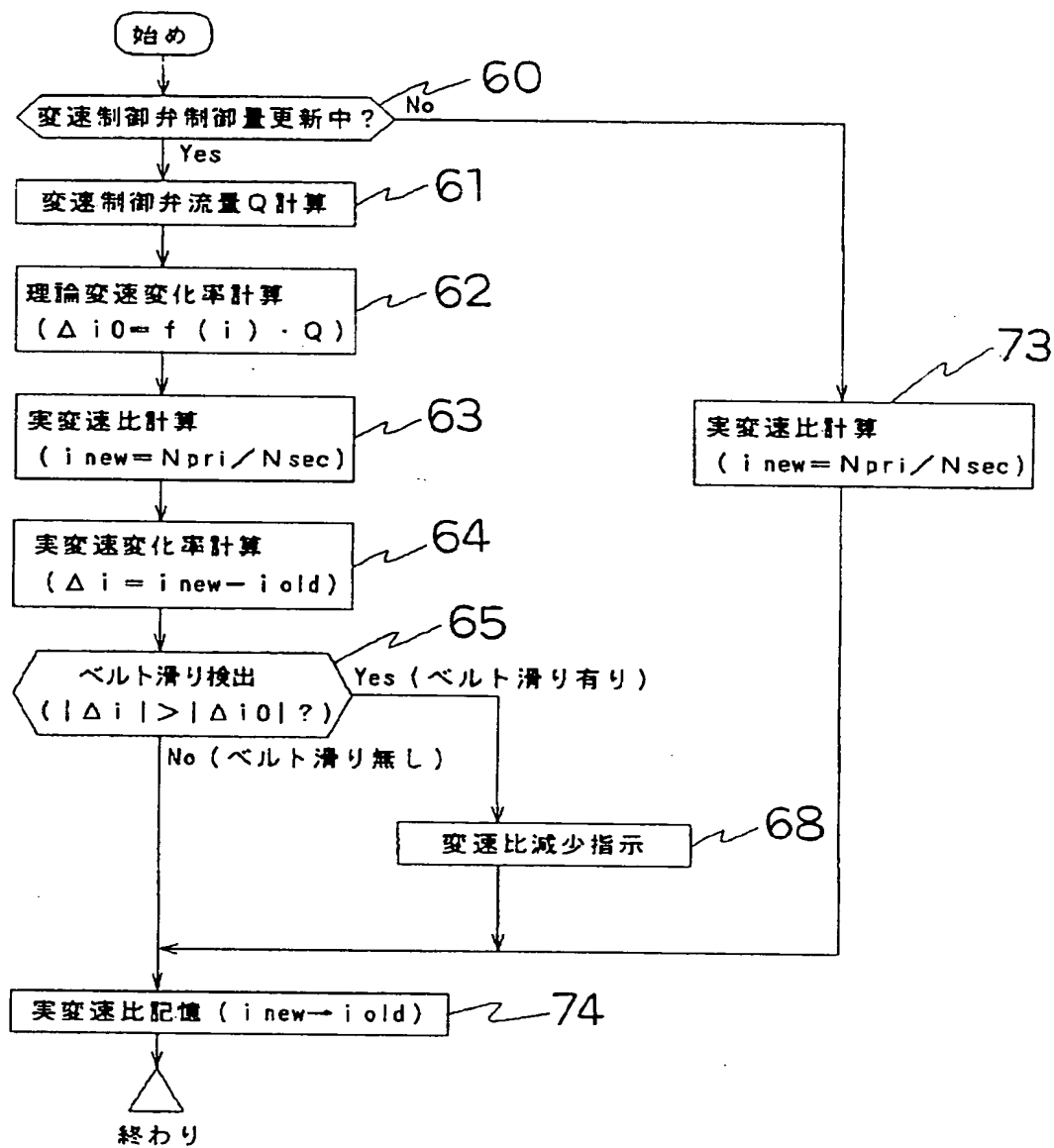
本発明の一実施例を示すフローチャート



【図8】

【図 8】

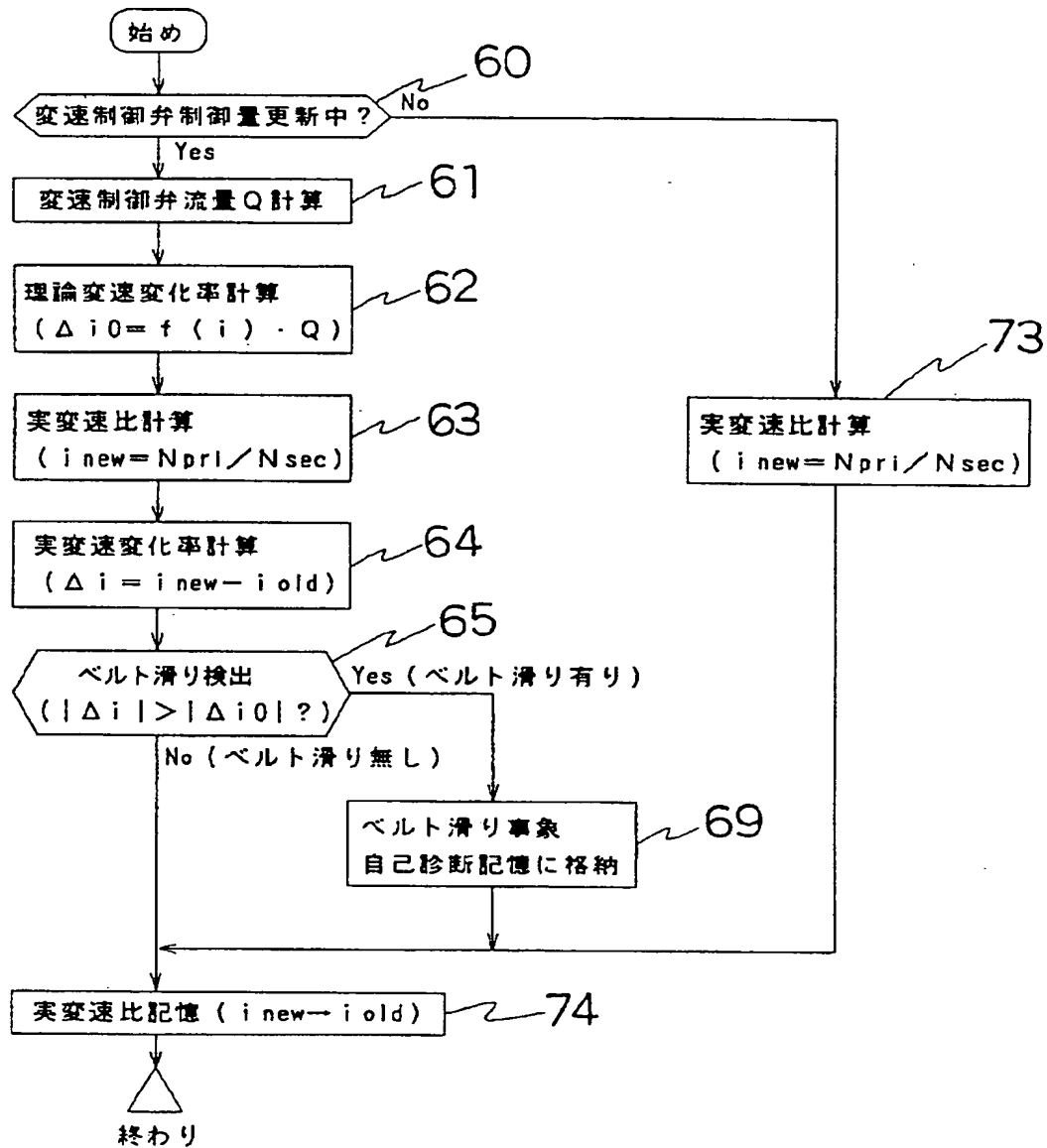
本発明の一実施例を示すフローチャート



【図9】

【図 9】

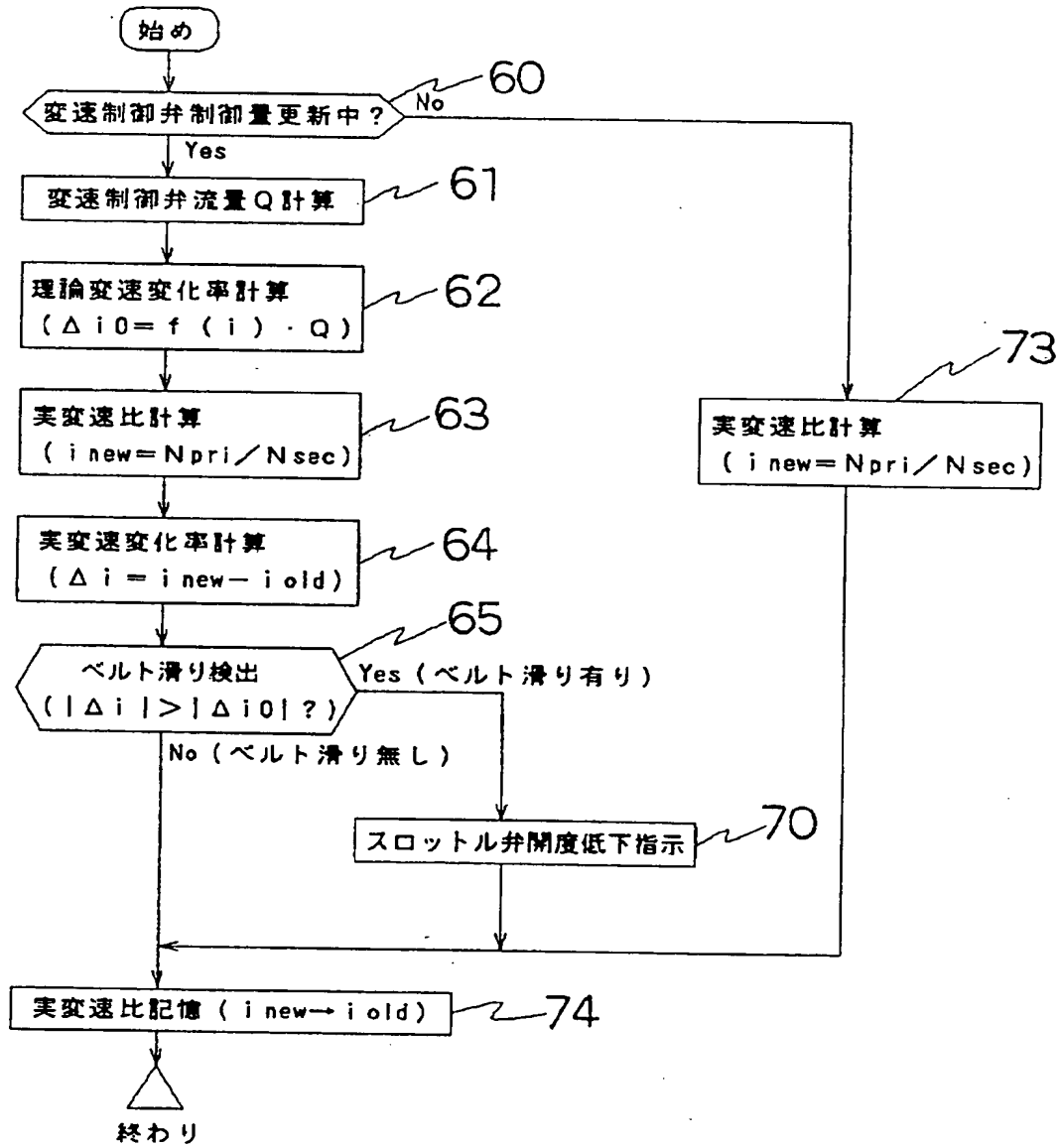
本発明の一実施例を示すフローチャート



【図10】

[図 10]

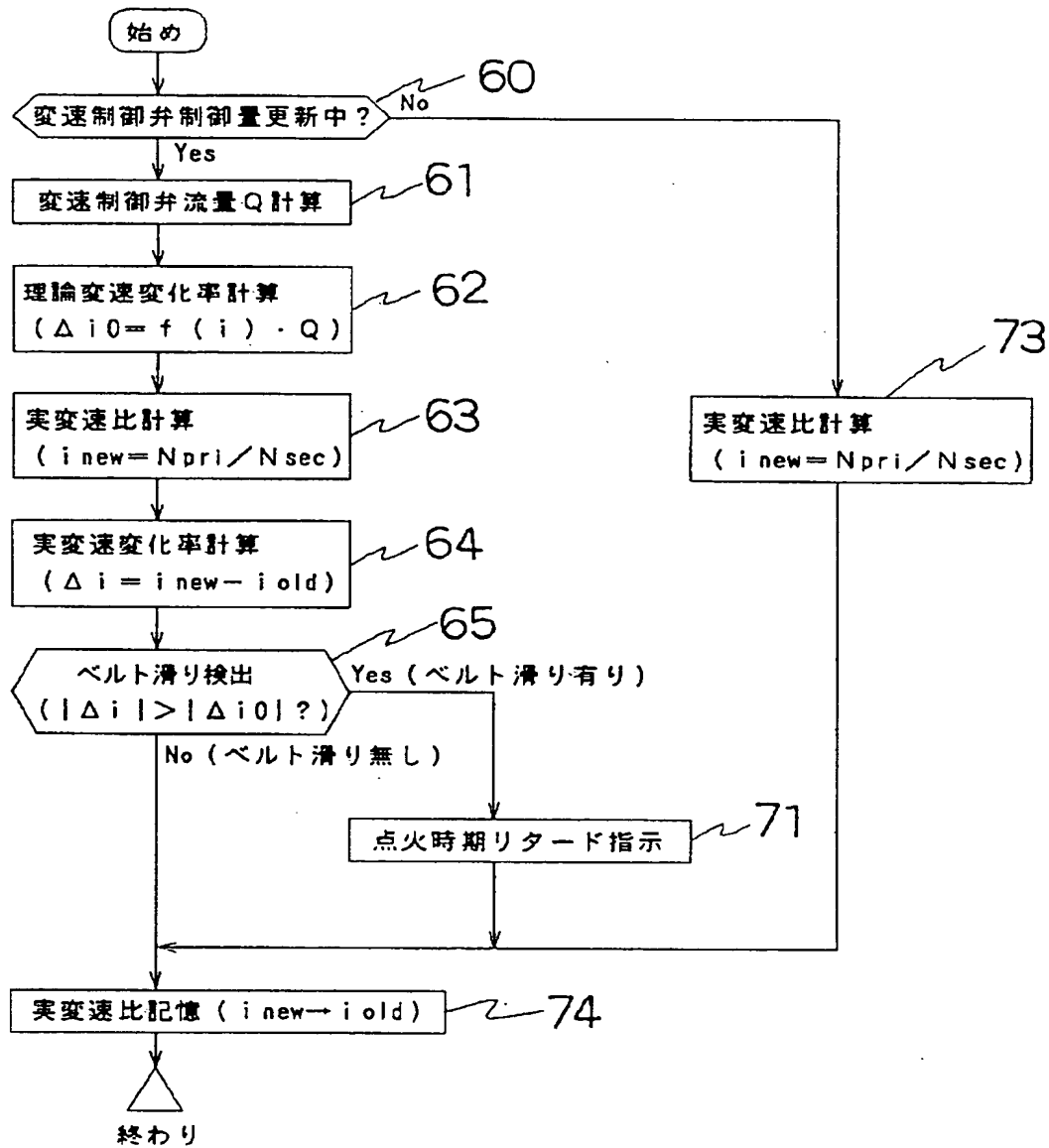
本発明の一実施例を示すフローチャート



【図11】

【図 11】

本発明の一実施例を示すフローチャート



【図 12】

【図 12】

本発明の一実施例を示すフローチャート

